

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19)世界知的所有権機関
国際事務局(43)国際公開日
2004年2月12日 (12.02.2004)

PCT

(10)国際公開番号
WO 2004/012977 A1

(51) 国際特許分類: B62D 6/00, 5/04

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/009512

(22) 国際出願日: 2003年7月28日 (28.07.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2002-225676 2002年8月2日 (02.08.2002) JP

(71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 株式会社アドヴィックス (ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県 刈谷市 朝日町2丁目1番地 Aichi

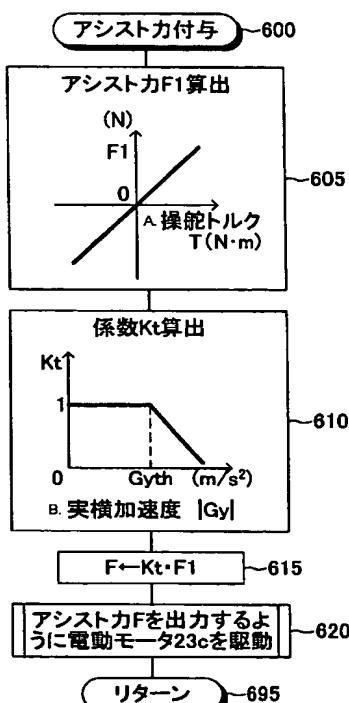
(72) 発明者; および
(73) 発明者/出願人(米国についてのみ): 加藤 平久 (KATO, Toshihisa) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県 刈谷市 朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 深見 昌伸 (FUKAMI, Masanobu) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県 刈谷市 朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 薬師神 宙夫 (YAKUSHIJIN, Tokio) [JP/JP]; 〒563-8651 大阪府 池田市 ダイハツ町1番1号 ダイハツ工業株式会社内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 大庭 咲夫, 外(OBA, Sakio et al.); 〒453-0801 愛知県 名古屋市 中村区太閤3丁目1番18号 名古屋KSビル2階 プロスペック特許事務所 Aichi (JP).

[続葉有]

(54) Title: STEERING DEVICE OF VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の操舵装置



(57) Abstract: A steering device of a vehicle, wherein an assist force (F1) according to a steering torque (T) is calculated based on a table described in step (605) so as to be in proportion to the value of the steering torque (T) by a driver, a factor (Kt) according to the absolute value of an actual lateral acceleration (Gy) is calculated based on a table described in step (610), a final assist force (F) is calculated by multiplying the assist force (F1) by the factor (Kt), and the electric motor of a steering actuator is controlled so as to generate the final assist force (F) against the steering operation of the driver, whereby since the final assist force (F) is reduced according to the increase of the absolute value when the absolute value of the actual lateral acceleration (Gy) is equal to or higher than a value (Gyth), a sudden steering operation by the driver can be avoided.

(57) 要約: この車両の操舵装置は、ステップ605に記載のテーブルに基いて運転者の操舵トルクTの値に比例するように操舵トルクTに応じたアシスト力F1を算出し、ステップ610に記載のテーブルに基いて実横加速度Gyの絶対値に応じた係数Ktを算出する。そして、アシスト力F1と係数Ktとを乗算して最終アシスト力Fを算出し、運転者のステアリング操作に対して同最終アシスト力Fを発生するように転舵アクチュエータの電動モータを制御する。この結果、実横加速度Gyの絶対値が値Gyth以上のとき同絶対値の増加に応じて最終アシスト力Fが小さくなり、運転者による急激なステアリング操作を回避できる。

WO 2004/012977 A1

600...PROVISION OF ASSIST FORCE
605...CALCULATION OF ASSIST FORCE F1
610...CALCULATION OF FACTOR Kt
620...ELECTRIC MOTOR 23c IS DRIVEN TO
OUTPUT ASSIST FORCE F.
695...RETURN
A...STEERING TORQUE T (N.m)
B...ACTUAL LATERAL ACCELERATION |Gy|



(81) 指定国(国内): US.

(84) 指定国(広域): ヨーロッパ特許(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

- 國際調査報告書
- 换正書

明 細 書

車両の操舵装置

技 術 分 野

本発明は、運転者により操作されるステアリングの操作に応じて車両の操舵輪の転舵角を変更する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置に関する。

背 景 技 術

従来より、車両の旋回時、車体に過大なロール角が発生することにより車両の旋回状態が不安定にならないように車両の運動を制御することが要求されている。このロール角の大きさは、車両に働く加速度の車体左右方向の成分である実横加速度の大きさに依存し、同実横加速度の増加に応じて大きくなる。一方、車両に働く実横加速度の大きさは、車両の旋回方向と反対方向にヨーイングモーメントを発生させることにより小さくなる。

以上のことから、例えば、特開平10-119743号公報に開示された車両の運動制御装置は、車両が旋回中であるとき、車体のロール角に応じて車両の旋回方向と反対方向にヨーイングモーメントが生じるように各車輪に付与する制動力を制御するようになっている。これによれば、車両が旋回中であるとき、車体のロール角の増加に応じて車両の旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントが増大するように各車輪に付与される制動力が制御されるので、車体のロール角が増加するとき車両に働く横加速度の大きさが減少させられて、その結果、車体に過大なロール角が発生することが防止され得る。

しかしながら、旋回中の車両に対して上記開示された装置により同車両の運動が制御されている間においても、例えば、運転者によるステアリングの旋回方向への急激な操作（急激な切り増し）等が実行されて車両の操舵輪の転舵角が旋回方向に急激に増加する場合、車体のロール角の増加速度が速いので、同ロール角の急激な増加を抑制するための車両の旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントを各車輪に付与する制動力で発生させることは困難であることが多く、その結

果、車体に過大なロール角が発生する場合があるという問題がある。

発明の開示

本発明の目的は、旋回中の車両に過大なロール角が発生する傾向があるとき運転者の急激なステアリング操作により車両の操舵輪の転舵角が急激に変化することがない車両の操舵装置を提供することにある。

本発明の第1の特徴は、運転者により操作されるステアリングの操作に応じて車両の操舵輪の転舵角を変更するとともに、同運転者による同ステアリングの操作力関連量に応じて所定の特性に基いて同ステアリングの操作を助勢する助勢力関連量を発生する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置が、前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度を示す過大ロール角発生傾向指標値を取得する指標値取得手段と、前記過大ロール角発生傾向指標値に応じて前記所定の特性を変更する操舵特性変更手段とを備えたことにある。

ここで、「ステアリング」は、回転操作により車両の操舵輪の転舵角を変更する所謂円形ハンドルであっても、並進操作により車両の操舵輪の転舵角を変更するレバー（所謂ジョイスティック）であってもよく、これらに限定されない。また、「ステアリングの操作力関連量」は、例えば、運転者がステアリングを操作する際の操作力（操舵力）、操作トルク（操舵トルク）であり、「助勢力関連量」は、例えば、操舵輪転舵機構が発生する助勢力、助勢トルクであって、これらに限定されない。また、「過大ロール角発生傾向指標値」は、前記車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度、同車両に発生するロール角、及び前記ステアリングの操作速度の少なくとも一つに基いた値であることが好適である。

これによれば、例えば、指標値取得手段により取得された過大ロール角発生傾向指標値が車両に過大なロール角が発生する傾向が大きいことを示す値となっているとき（例えば、車両に働く横加速度が大きいとき）、同傾向が小さいときに比して運転者による同一のステアリング操作力関連量に対する操舵輪転舵機構が発生する助勢力関連量を小さく設定することができる。

従って、運転者がステアリングを操作する操作力関連量が大きくなることで運

転者が急激なステアリング操作をすること自体が困難になり、車両の操舵輪の転舵角が旋回方向に急激に増加することが防止され得る。この結果、車体のロール角の増加速度が遅くなり、増加するロール角が過大となる前に運転者がロール角を減少させる方向のステアリング操作等を実行する時間的余裕が十分に確保され得、車体に過大なロール角が発生することが防止され得る。

また、本発明の第2の特徴は、運転者により操作されるステアリングの位置に応じて所定の特性に基いて車両の操舵輪の転舵角を変更する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置が、前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度を示す過大ロール角発生傾向指標値を取得する指標値取得手段と、前記過大ロール角発生傾向指標値に応じて前記所定の特性を変更する操舵特性変更手段とを備えたことにある。

ここにおける「ステアリング」も、回転操作により車両の操舵輪の転舵角を変更する所謂円形ハンドルであっても、並進操作により車両の操舵輪の転舵角を変更するレバー（所謂ジョイスティック）であってもよく、これらに限定されない。また、「過大ロール角発生傾向指標値」は、前記車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度、同車両に発生するロール角、及び前記ステアリングの操作速度の少なくとも一つに基いた値であることが好適である。

これによれば、例えば、指標値取得手段により取得された過大ロール角発生傾向指標値が車両に過大なロール角が発生する傾向が大きいことを示す値となっているとき（例えば、車両に働く横加速度が大きいとき）、同傾向が小さいときに比して同一のステアリング位置（例えば、円形ハンドルの場合、中立位置からの回転角度）に対する操舵輪転舵機構により決定される操舵輪の転舵角（車両が直進する基準角度からの転舵角（偏移角））を小さく設定することができる。

従って、例えば、運転者が旋回方向に急激なステアリング操作（例えば、急激な切り増し）を実行しても車両の操舵輪の旋回方向の転舵角の増加量（変化量、増加速度（変化速度））が小さくなり、この場合も同操舵輪の転舵角が旋回方向に急激に増加することが防止され得る。この結果、車体のロール角の増加速度が遅くなり、増加するロール角が過大となる前に運転者がロール角を減少させる方向のステアリング操作等を実行する時間的余裕が十分に確保され得、車体に過大な

ロール角が発生することが防止され得る。

また、上記した本発明の第1及び第2の特徴に係る車両の操舵装置において、例えば、車体のロール角の増加に対しロール角の増加を抑制するための車両の旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントを各車輪に付与する制動力で発生させる制御を併用すれば、上記した本発明の効果と相俟って、車体に過大なロール角が発生することがより確実に防止され得る。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1実施形態に係る車両の操舵装置を含んだ車両の運動制御装置を搭載した車両の概略構成図である。

図2は、図1に示した転舵アクチュエータの概略構成図である。

図3は、図1に示したブレーキ液圧制御装置の概略構成図である。

図4は、図1に示したCPUが最終アシスト力を計算するための運転者の操舵トルクに応じたアシスト力を計算する際に使用する、同運転者の操舵トルクの値と同操舵トルクに応じて発生すべき操舵トルクに応じたアシスト力との関係を示すテーブルである。

図5は、図1に示したCPUが最終アシスト力を計算するための係数 K_t を計算する際に使用する、実際の横加速度の絶対値と係数 K_t との関係を示すテーブルである。

図6は、図1に示したCPUが実行する最終アシスト力を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図7は、図1に示したCPUが実行する車輪速度等を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図8は、図1に示したCPUが実行する横加速度偏差を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図9は、図1に示したCPUが目標スリップ率を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図10は、図1に示したCPUが制御モードを設定するためのルーチンを示したフローチャートである。

図11は、図1に示したCPUが各車輪に付与するブレーキ力を制御するためのルーチンを示したフローチャートである。

図12は、本発明の第2実施形態に係る車両の操舵装置を含んだ車両の運動制御装置を搭載した車両の概略構成図である。

図13は、図12に示した舵角比可変アクチュエータの概略構成図である。

図14は、図12に示したCPUが舵角比を算出・制御するためのルーチンを示したフローチャートである。

図15は、図1又は図12に示したCPUがロール角を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

発明の実施するための最良の形態

以下、本発明による車両の操舵装置の各実施形態について図面を参照しつつ説明する。

(第1実施形態)

図1は、本発明の第1実施形態に係る車両の操舵装置を含んだ車両の運動制御装置10を搭載した車両の概略構成を示している。この車両は、操舵輪であり且つ非駆動輪である前2輪（左前輪FL及び右前輪FR）と、駆動輪である後2輪（左後輪RL及び右後輪RR）を備えた後輪駆動方式の4輪車両である。

この車両の運動制御装置10は、操舵輪FL, FRを転舵するための操舵輪転舵機構としての前輪転舵機構部20と、駆動力を発生するとともに同駆動力を駆動輪RL, RRに伝達する駆動力伝達機構部30と、各車輪にブレーキ液圧によるブレーキ力を発生させるためのブレーキ液圧制御装置40と、各種センサから構成されるセンサ部50と、電気式制御装置60とを含んで構成されている。ここで、前輪転舵機構部20、センサ部50、及び電気式制御装置60は本発明の実施形態に係る車両の操舵装置を構成している。

前輪転舵機構部20は、運転者により回転操作される円形のステアリング21と、同ステアリング21と一体的に回動可能であり車体前後方向に延在するコラム22と、同コラム22に連結された転舵アクチュエータ23と、同転舵アクチュエータ23により車体左右方向に移動させられるタイロッド24と、同タイロ

ッド 2 4 の移動により操舵輪 FL, FR を転舵可能な左右一対のリンク 2 5 1, 2 5 r とから構成されている。

転舵アクチュエータ 2 3 は所謂電気式パワーステアリング装置であって、その概略構成図である図 2 に示すように、タイロッド 2 4 に一体的に構成されたラック R と、コラム 2 2 の車体前方端部に一体固定されているとともに同ラック R と歯合するピニオン P と、コラム 2 2 の車体前後方向の中途部に同ピニオン P と同心的に一体固定された円形外歯車 2 3 a と、同円形外歯車 2 3 a と歯合する円形外歯車 2 3 b と、同円形外歯車 2 3 b が一端に固定された車体前後方向に延在する出力軸を有する電動モータ 2 3 c とを含んで構成されている。

電動モータ 2 3 c は、運転者によるステアリング 2 1、即ちコラム 2 2 の回転トルク（操舵トルク）等に応じて、後述するように運転者のステアリング 2 1 の回転操作を助勢する方向にタイロッド 2 4 を移動させるための（最終）アシスト力 F を発生するようになっている。

タイロッド 2 4 には、車体左右方向において所定の間隔を有する一対の左ストッパ 2 4 l 及び右ストッパ 2 4 r が一体固設されており、タイロッド 2 4 の左右方向の移動可能範囲の左端位置は、右ストッパ 2 4 r が車体に固定された固定部材 7 0 の右端部 7 0 r に当接するときの位置に対応し、同移動可能範囲の右端位置は、左ストッパ 2 4 l が固定部材 7 0 の左端部 7 0 l に当接するときの位置に対応している。

以上説明した構成により、ステアリング 2 1 が中立位置（基準位置）から回転することで操舵輪 FL, FR の転舵角が車両が直進する基準角度から変更されるようになっている。また、この前輪転舵機構部 2 0 におけるステアリングギヤ比（操舵輪 FL, FR の転舵角度の変化量に対するステアリング 2 1 の回転角度の変化量の割合）は一定値「2 0」に設定されている。

駆動力伝達機構部 3 0 は、駆動力を発生するエンジン 3 1 と、同エンジン 3 1 の吸気管 3 1 a 内に配置されるとともに吸気通路の開口断面積を可変とするスロットル弁 TH の開度を制御する DC モータからなるスロットル弁アクチュエータ 3 2 と、エンジン 3 1 の図示しない吸気ポート近傍に燃料を噴射するインジェクタを含む燃料噴射装置 3 3 と、エンジン 3 1 の出力軸に接続されたトランスミッ

ション34と、同トランスマッション34から伝達される駆動力を適宜分配して後輪RR, RLに伝達するディファレンシャルギヤ35とを含んで構成されている。

ブレーキ液圧制御装置40は、その概略構成図である図3に示すように、高圧発生部41と、ブレーキペダルBPの操作力に応じたブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生部42と、各車輪FR, FL, RR, RLにそれぞれ配置されたホイールシリンドWfr, Wfl, Wrr, Wrlに供給するブレーキ液圧をそれぞれ調整可能なFRブレーキ液圧調整部43, FLブレーキ液圧調整部44, RRブレーキ液圧調整部45, RLブレーキ液圧調整部46とを含んで構成されている。

高圧発生部41は、電動モータMと、同電動モータMにより駆動されるとともにリザーバRS内のブレーキ液を昇圧する液圧ポンプHPと、液圧ポンプHPの吐出側にチェック弁CVHを介して接続されるとともに同液圧ポンプHPにより昇圧されたブレーキ液を貯留するアクチュエータAccとを含んで構成されている。

電動モータMは、アクチュエータAcc内の液圧が所定の下限値を下回ったとき駆動され、同アクチュエータAcc内の液圧が所定の上限値を上回ったとき停止されるようになっており、これにより、アクチュエータAcc内の液圧は常時所定の範囲内の高圧に維持されるようになっている。

また、アクチュエータAccとリザーバRSとの間にリリーフ弁RVが配設されており、アクチュエータAcc内の液圧が前記高圧より異常に高い圧力になったときに同アクチュエータAcc内のブレーキ液がリザーバRSに戻されるようになっている。これにより、高圧発生部41の液圧回路が保護されるようになっている。

ブレーキ液圧発生部42は、ブレーキペダルBPの作動により応動するハイドロブースタHBと、同ハイドロブースタHBに連結されたマスターシリンダMCとから構成されている。ハイドロブースタHBは、液圧高圧発生部41から供給される前記高圧を利用してブレーキペダルBPの操作力を所定の割合で助勢し同助勢された操作力をマスターシリンダMCに伝達するようになっている。

マスターシリンダMCは、前記助勢された操作力に応じたマスターシリンダ液圧を発生するようになっている。また、ハイドロブースタHBは、マスターシリンダ液

圧を入力することによりマスタシリンダ液圧と略同一の液圧である前記助勢された操作力に応じたレギュレータ液圧を発生するようになっている。これらマスタシリンダMC及びハイドロブースタHBの構成及び作動は周知であるので、ここではそれらの詳細な説明を省略する。このようにして、マスタシリンダMC及びハイドロブースタHBは、ブレーキペダルBPの操作力に応じたマスタシリンダ液圧及びレギュレータ液圧をそれぞれ発生するようになっている。

マスタシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43の上流側及びFLブレーキ液圧調整部44の上流側の各々との間には、3ポート2位置切換型の電磁弁である制御弁SA1が介装されている。同様に、ハイドロブースタHBとRRブレーキ液圧調整部45の上流側及びRLブレーキ液圧調整部46の上流側の各々との間には、3ポート2位置切換型の電磁弁である制御弁SA2が介装されている。また、高圧発生部41と制御弁SA1及び制御弁SA2の各々との間には、2ポート2位置切換型の常閉電磁開閉弁である切換弁STRが介装されている。

制御弁SA1は、図3に示す第1の位置（非励磁状態における位置）にあるときマスタシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々とを連通するとともに、第2の位置（励磁状態における位置）にあるときマスタシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々との連通を遮断して切換弁STRとFRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々とを連通するようになっている。

制御弁SA2は、図3に示す第1の位置（非励磁状態における位置）にあるときハイドロブースタHBとRRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々とを連通するとともに、第2の位置（励磁状態における位置）にあるときハイドロブースタHBとRRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々との連通を遮断して切換弁STRとRRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々とを連通するようになっている。

これにより、FRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々には、制御弁SA1が第1の位置にあるときマスタシリンダ

液圧が供給されるとともに、制御弁 S A 1 が第 2 の位置にあり且つ切換弁 S T R が第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるとき高圧発生部 4 1 が発生する高圧が供給されるようになっている。

同様に、RR ブレーキ液圧調整部 4 5 の上流部及び RL ブレーキ液圧調整部 4 6 の上流部の各々には、制御弁 S A 2 が第 1 の位置にあるときレギュレータ液圧が供給されるとともに、制御弁 S A 2 が第 2 の位置にあり且つ切換弁 S T R が第 2 の位置にあるとき高圧発生部 4 1 が発生する高圧が供給されるようになっている。

FR ブレーキ液圧調整部 4 3 は、2 ポート 2 位置切換型の常開電磁開閉弁である増圧弁 P Ufr と、2 ポート 2 位置切換型の常閉電磁開閉弁である減圧弁 P Dfr とから構成されており、増圧弁 P Ufr は、図 3 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるとき FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部とホイールシリンダ Wfr とを連通するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるとき FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部とホイールシリンダ Wfr との連通を遮断するようになっている。減圧弁 P Dfr は、図 3 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるときホイールシリンダ Wfr とリザーバ R S との連通を遮断するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるときホイールシリンダ Wfr とリザーバ R S とを連通するようになっている。

これにより、ホイールシリンダ Wfr 内のブレーキ液圧は、増圧弁 P Ufr 及び減圧弁 P Dfr が共に第 1 の位置にあるときホイールシリンダ Wfr 内に FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部の液圧が供給されることにより増圧され、増圧弁 P Ufr が第 2 の位置にあり且つ減圧弁 P Dfr が第 1 の位置にあるとき FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部の液圧に拘わらずその時点の液圧に保持されるとともに、増圧弁 P Ufr 及び減圧弁 P Dfr が共に第 2 の位置にあるときホイールシリンダ Wfr 内のブレーキ液がリザーバ R S に戻されることにより減圧されるようになっている。

また、増圧弁 P Ufr にはブレーキ液のホイールシリンダ Wfr 側から FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部への一方向の流れのみを許容するチェック弁 C V 1 が並列に配設されており、これにより、制御弁 S A 1 が第 1 の位置にある状態で操

作されているブレーキペダルBPが開放されたときホイールシリンダWfr内のブレーキ液圧が迅速に減圧されるようになっている。

同様に、FLブレーキ液圧調整部44、RRブレーキ液圧調整部45及びRLブレーキ液圧調整部46は、それぞれ、増圧弁PUfl及び減圧弁PDfl、増圧弁PURr及び減圧弁PDr, 増圧弁PURl及び減圧弁PDr1から構成されており、これらの各増圧弁及び各減圧弁の位置が制御されることにより、ホイールシリンダWfl、ホイールシリンダWrr及びホイールシリンダWr1内のブレーキ液圧をそれぞれ増圧、保持、減圧できるようになっている。また、増圧弁PUfl、PURr及びPURlの各々にも、上記チェック弁CV1と同様の機能を達成し得るチェック弁CV2、CV3及びCV4がそれぞれ並列に配設されている。

また、制御弁SA1にはブレーキ液の上流側から下流側への一方向の流れのみを許容するチェック弁CV5が並列に配設されており、同制御弁SA1が第2の位置にあってマスターシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43及びFLブレーキ液圧調整部44の各々との連通が遮断されている状態にあるときに、ブレーキペダルBPを操作することによりホイールシリンダWfr、Wfl内のブレーキ液圧が増圧され得るようになっている。また、制御弁SA2にも、上記チェック弁CV5と同様の機能を達成し得るチェック弁CV6が並列に配設されている。

以上、説明した構成により、ブレーキ液圧制御装置40は、全ての電磁弁が第1の位置にあるときブレーキペダルBPの操作力に応じたブレーキ液圧を各ホイールシリンダに供給できるようになっている。また、この状態において、例えば、増圧弁PURr及び減圧弁PDrをそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダWrr内のブレーキ液圧のみを所定量だけ減圧することができるようになっている。

また、ブレーキ液圧制御装置40は、ブレーキペダルBPが操作されていない状態（開放されている状態）において、例えば、制御弁SA1、切換弁STR及び増圧弁PUflを共に第2の位置に切換るとともに増圧弁PUsr及び減圧弁PDrをそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダWfl内のブレーキ液圧を保持した状態で高圧発生部41が発生する高圧を利用してホイールシリンダWfr内のブレーキ液圧のみを所定量だけ増圧することもできるようになっている。こ

のようにして、ブレーキ液圧制御装置 40 は、ブレーキペダル BP の操作に拘わらず、各車輪のホイールシリンダ内のブレーキ液圧をそれぞれ独立して制御し、各車輪毎に独立して所定のブレーキ力を付与することができるようになっている。

再び図 1 を参照すると、センサ部 50 は、各車輪 FL, FR, RL 及び RR が所定角度回転する度にパルスを有する信号をそれぞれ出力するロータリーエンコーダから構成される車輪速度センサ 51fl, 51fr, 51rl 及び 51rr と、ステアリング 21 の中立位置からの回転角度を検出し、ステアリング角度 θ_s を示す信号を出力するステアリング角度取得手段としてのステアリング角度センサ 52 と、運転者により操作されるアクセルペダル AP の操作量を検出し、同アクセルペダル AP の操作量 Accp を示す信号を出力するアクセル開度センサ 53 と、車両に働く実際の加速度の車体左右方向の成分である横加速度（過大ロール角発生傾向指標値）を検出し、横加速度 Gy (m/s²) を示す信号を出力する指標値取得手段としての横加速度センサ 54 と、運転者によりブレーキペダル BP が操作されているか否かを検出し、ブレーキ操作の有無を示す信号を出力するブレーキスイッチ 55 と、各車輪 FL, FR, RL 及び RR の近傍における車体の特定部位の各々の路面からの高さを検出し、各車輪部の車高 Hfl, Hfr, Hrl, Hrr を示す信号をそれぞれ出力する車高センサ 56fl, 56fr, 56rl 及び 56rr と、運転者がステアリング 21 を回転操作する際の操舵トルクを検出し、操舵トルク T を示す信号を出力するトルクセンサ 57 から構成されている。

ステアリング角度 θ_s の値は、ステアリング 21 が中立位置にあるときに「0」となり、同中立位置からステアリング 21 を（運転者から見て）反時計まわりの方向へ回転させたときに正の値、同中立位置から同ステアリング 21 を時計まわりの方向へ回転させたときに負の値となるように設定されている。また、横加速度 Gy の値は、車両が左方向へ旋回しているときに正の値、車両が右方向へ旋回しているときに負の値となるように設定されている。操舵トルク T の値は、運転者がステアリング 21 を左方向に（運転者から見て反時計まわりの方向に）回転させると正の値、運転者がステアリング 21 を右方向に（運転者から見て時計まわりの方向に）回転させると負の値となるように設定されている。

電気式制御装置 60 は、互いにバスで接続された CPU61、CPU61 が実行するルーチン（プログラム）、テーブル（ルックアップテーブル、マップ）、定数等を予め記憶した ROM62、CPU61 が必要に応じてデータを一時的に格納する RAM63、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップ RAM64、及び A/D コンバータを含むインターフェース 65 等からなるマイクロコンピュータである。インターフェース 65 は、前記センサ 51～57 と接続され、CPU61 にセンサ 51～57 からの信号を供給するとともに、同 CPU61 の指示に応じて前輪転舵機構部 20 の電動モータ 23c、ブレーキ液圧制御装置 40 の各電磁弁及びモータ M、スロットル弁アクチュエータ 32、及び燃料噴射装置 33 に駆動信号を送出するようになっている。

これにより、電動モータ 23c は所定のアシスト力を発生し、スロットル弁アクチュエータ 32 は、スロットル弁 TH の開度がアクセルペダル AP の操作量 Accp に応じた開度になるように同スロットル弁 TH を駆動するとともに、燃料噴射装置 33 は、スロットル弁 TH の開度に応じた吸入空気量に対して所定の目標空燃比（理論空燃比）を得るために必要な量の燃料を噴射するようになっている。

（本発明による車両の操舵制御の概要）

本発明による車両の操舵装置は、運転者の操舵トルク T の値と、同操舵トルク T の値に応じて図 2 の電動モータ 23c が発生すべきアシスト力 F1 との関係（所定の特性）を表す図 4 に示すテーブルに基いて、同所定の特性に従い操舵トルク T に応じたアシスト力 F1 を算出する。

このとき、図 4 に示すように、操舵トルク T に応じたアシスト力 F1 の絶対値は、操舵トルク T の絶対値の増加に応じて増加するように算出される。また、アシスト力 F1 は、操舵トルク T が正の値のとき（運転者がステアリング 21 を運転者から見て反時計まわりに回転させるとき）正の値となり、これにより操舵輪 FL, FR を左方向へ転舵させる方向の力となる。一方、操舵トルク T が負の値のとき（運転者がステアリング 21 を運転者から見て時計まわりに回転させるとき）負の値となり、これにより操舵輪 FL, FR を右方向へ転舵させる方向の力となる。従って、アシスト力 F1 は、運転者の操舵操作を助勢する助勢力となる。

次に、本装置は、過大ロール角発生傾向指標値としての横加速度センサ 5 4 により得られる車両に働く実際の横加速度 G_y の絶対値と、同実際の横加速度 G_y の絶対値と係数 K_t との関係を表す図 5 に示すテーブルとに基いて、係数 K_t を算出する。ここで、係数 K_t は、電動モータ 2 3 c が最終的に発生することになる最終アシスト力 F を実際の横加速度 G_y の絶対値に応じてアシスト力 F_1 から変更する（所定の特性を変更する）ための係数である。

図 5 に示すように、係数 K_t は、実際の横加速度 G_y の絶対値が値 G_{yth} 以下のときには一定値「1」になるように設定され、実際の横加速度 G_y の絶対値が値 G_{yth} 以上のときには同実際の横加速度 G_y の絶対値が値 G_{yth} から増加するに従い正の値であって「1」から線形的に減少するように設定される。そして、本装置は、下記(1)式に基いて最終アシスト力 F を算出する。

$$F = K_t \cdot F_1 \quad \cdots (1)$$

従って、最終アシスト力 F の値は、実際の横加速度 G_y の絶対値が値 G_{yth} 以下のときには操舵トルク T に応じたアシスト力 F_1 の値と等しくなり、実際の横加速度 G_y の絶対値が値 G_{yth} 以上のときには同実際の横加速度 G_y の絶対値が値 G_{yth} から増加するに従い、同最終アシスト力 F の絶対値が同アシスト力 F_1 の絶対値に対して小さくなるように設定される。換言すれば、上記所定の特性は、過大ロール角発生傾向指標値（実際の横加速度 G_y の絶対値）が所定値（値 G_{yth} ）以下のときには変更されず、過大ロール角発生傾向指標値が同所定値以上のときには同過大ロール角発生傾向指標値の増加に応じて変更される。

そして、本装置は、図 2 の電動モータ 2 3 c が上記のように設定された最終アシスト力 F を発生するように同電動モータ 2 3 c を駆動し、その結果、同最終アシスト力 F により運転者の操舵操作が助勢される。

一方、本装置を含んだ車両の運動制御装置 1 0 は、車両の運動モデルから導かれる所定の規則としての理論式である下記(2)式に基いて目標横加速度 G_{yt} (m/s^2) を算出する。この目標横加速度 G_{yt} は、車両が左方向へ旋回しているとき（ステアリング角度 θ_s (deg) が正の値のとき）に正の値、車両が右方向へ旋回している

とき（ステアリング角度 θ_s が負の値のとき）に負の値となるように設定される。なお、この理論式は、ステアリング角度及び車体速度が共に一定である状態で車両が旋回するとき（定常円旋回時）に車両に働く横加速度の理論値を算出する式である。

$$G_{yt} = (V_{so}^2 \cdot \theta_s) / (n \cdot l) \cdot (1 / (1 + K_h \cdot V_{so}^2)) \quad \dots (2)$$

上記(2)式において、 V_{so} は後述するように算出される推定車体速度(m/s)である。また、 n は操舵輪 FL, FR の転舵角度の変化量に対するステアリング 2 1 の回転角度の変化量の割合であるステアリングギヤ比（本例では、一定値「20」）であり、 l は車体により決定される一定値である車両のホイールベース(m)であり、 K_h は車体により決定される一定値であるスタビリティファクタ(s^2/m^2)である。

また、本装置を含んだ車両の運動制御装置 1 0 は、下記(3)式に基いて、上述したように計算した目標横加速度 G_{yt} の絶対値と横加速度センサ 5 4 により得られる実際の横加速度 G_y の絶対値との偏差である横加速度偏差 ΔG_y (m/s²)を算出する。

$$\Delta G_y = |G_{yt}| - |G_y| \quad \dots (3)$$

そして、この横加速度偏差 ΔG_y の値が正の値であるとき、車両は目標横加速度 G_{yt} が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が大きくなる状態（以下、「アンダーステア状態」と称呼する。）にあるので、車両の運動制御装置 1 0 は、アンダーステア状態を抑制するためのアンダーステア抑制制御を実行する。具体的には、運動制御装置 1 0 は、旋回方向内側の後輪に上記横加速度偏差 ΔG_y の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と同一方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際の横加速度 G_y の絶対値が大きくなり、実際の横加速度 G_y が目標横加速度 G_{yt} に近づくように制御される。

また、横加速度偏差 ΔG_y の値が負の値であるとき、車両は目標横加速度 G_{yt} が

同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が小さくなる状態（以下、「オーバーステア状態」と称呼する。）にあり、さらには、車両に働く実際の横加速度 G_y の絶対値は大きい値になっているので車体に発生するロール角も大きくなっている。このとき車両の運動制御装置 10 は、オーバーステア状態を抑制するためのオーバーステア抑制制御を実行する。具体的には、運動制御装置 10 は、旋回方向外側の前輪に上記横加速度偏差 ΔG_y の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際の横加速度 G_y の絶対値が小さくなり実際の横加速度 G_y が目標横加速度 G_{yt} に近づくように制御されるとともに、車体に発生するロール角が減少して車体に過大なロール角が発生することが防止される。

このようにして、アンダーステア抑制制御又はオーバーステア抑制制御（以下、これらを併せて「制動操舵制御」と総称する。）を実行することにより、車両の運動制御装置 10 は、各車輪に付与すべきブレーキ力を制御して実際の横加速度 G_y が上記のように計算される目標横加速度 G_{yt} に近づく方向に車両に対して所定のヨーイングモーメントを発生させる。また、制動操舵制御を実行する際に、後述するアンチスキッド制御、前後制動力配分制御、及びトラクション制御のうちのいずれか一つも併せて実行する必要があるとき、車両の運動制御装置 10 は、同いずれか一つの制御を実行するために各車輪に付与すべきブレーキ力をも考慮して各車輪に付与すべきブレーキ力を最終的に決定する。以上が、本発明による車両の操舵制御及び運動制御の概要である。

（実際の作動）

次に、以上のように構成された本発明による車両の操舵装置を含んだ車両の運動制御装置 10 の実際の作動について、電気式制御装置 60 の CPU 61 が実行するルーチンをフローチャートにより示した図 6～図 11 を参照しながら説明する。なお、各種変数・フラグ・符号等の末尾に付された「**」は、同各種変数・フラグ・符号等が各車輪 FR 等のいずれに関するものであるかを示すために同各種変数・フラグ・符号等の末尾に付される「 $f1$ 」、「 fr 」等の包括表記であって、例えば、車輪速度 $Vw**$ は、左前輪速度 $Vwf1$ 、右前輪速度 $Vwfr$ 、左後輪速度 $Vwrl$ 、右

後輪速度 V_{wrr} を包括的に示している。

CPU61は、図6に示したアシスト力の計算及び同アシスト力の付与を行うルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ600から処理を開始し、ステップ605に進んで、トルクセンサ57により得られる運転者による操舵トルクTの値と、図4に示したテーブルと同一のテーブルであるステップ605内に記載したテーブルとに基いて操舵トルクTに応じたアシスト力F1を算出する。

次に、CPU61はステップ610に進み、横加速度センサ54により得られる実際の横加速度Gyの絶対値と、図5に示したテーブルと同一のテーブルであるステップ610内に記載したテーブルとに基いて係数Ktを算出するとともに、続くステップ615に進んで、ステップ605にて算出したアシスト力F1の値と、ステップ610にて算出した係数Ktの値と、上記(1)式の右辺に基くステップ615内に記載した式とに基いて最終アシスト力Fを算出する。ここで、ステップ615は、操舵特性変更手段に対応している。

次いで、CPU61はステップ620に進んで、電動モータ23cがステップ615にて算出した最終アシスト力Fを発生するように同電動モータ23cが出力する駆動力の大きさ及び方向を制御する。具体的には、CPU61は最終アシスト力Fの絶対値に応じたデューティ比を有するとともに同最終アシスト力Fの符号が考慮されたデューティ信号をインターフェース65を介して電動モータ23cの図示しない駆動回路に出力し、同駆動回路が同デューティ信号に応じた電流を電動モータ23cに出力することにより同電動モータ23cが制御される。そして、CPU61はステップ695に進んで本ルーチンを一旦終了する。以上のようにして、上記最終アシスト力Fにより運転者の操舵操作が助勢される。

次に、車輪速度等の算出について説明すると、CPU61は、図7に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ700から処理を開始し、ステップ705に進んで各車輪FR等の車輪速度(各車輪の外周の速度) V_{w**} をそれぞれ算出する。具体的には、CPU61は各車輪速度センサ51**が出力する信号が有するパルスの時間間隔に基いて各車輪FR等の車輪速度 V_{w**} をそれぞれ算出する。

次いで、CPU61はステップ710に進み、各車輪FR等の車輪速度Vw**のうちの最大値を推定車体速度Vs0として算出する。なお、各車輪FR等の車輪速度Vw**の平均値を推定車体速度Vs0として算出してもよい。ここで、ステップ710は車体速度取得手段に対応している。

次に、CPU61はステップ715に進み、ステップ710にて算出した推定車体速度Vs0の値と、ステップ705にて算出した各車輪FR等の車輪速度Vw**の値と、ステップ715内に記載した式とに基いて各車輪毎の実際のスリップ率Sa**を算出する。この実際のスリップ率Sa**は、後述するように、各車輪に付与すべきブレーキ力を計算する際に使用される。

次に、CPU61はステップ720に進んで、下記(4)式に基いて推定車体速度Vs0の時間微分値である推定車体加速度DVs0を算出する。

$$DVs0 = (Vs0 - Vs01) / \Delta t \quad \cdots (4)$$

上記(4)式において、Vs01は前回の本ルーチン実行時にステップ710にて算出した前回の推定車体速度であり、 Δt は本ルーチンの演算周期である上記所定時間である。そして、CPU61はステップ795に進んで本ルーチンを一旦終了する。

次に、横加速度偏差の算出について説明すると、CPU61は図8に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ800から処理を開始し、ステップ805に進んで、ステアリング角度センサ52により得られるステアリング角度 θ_s の値と、図7のステップ710にて算出した推定車体速度Vs0の値と、上記(2)式の右辺に対応するステップ805内に記載した式とに基いて目標横加速度Gytを算出する。ここで、ステップ805は、目標横加速度算出手段に対応している。

次に、CPU61はステップ810に進み、ステップ805にて算出した目標横加速度Gytの値と、横加速度センサ54により得られる実際の横加速度Gyの値と、上記(3)式の右辺に対応するステップ810内に記載した式とに基いて横加速度偏差 ΔGy を算出する。そして、CPU61はステップ895に進んで本ルーチ

ンを一旦終了する。

次に、上記した制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率の算出について説明すると、CPU61は図9に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ900から処理を開始し、ステップ905に進んで、横加速度センサ54により得られる実際の横加速度Gyの値が「0」以上であるか否かを判定し、実際の横加速度Gyの値が「0」以上である場合には同ステップ905にて「Yes」と判定してステップ910に進み、旋回方向表示フラグLを「1」に設定する。また、実際の横加速度Gyの値が負の値である場合には同ステップ905にて「No」と判定してステップ915に進み、旋回方向表示フラグLを「0」に設定する。

ここで、旋回方向表示フラグLは、車両が左方向に旋回しているか右方向に旋回しているかを示すフラグであり、その値が「1」のときは車両が左方向に旋回していることを示し、その値が「0」のときは車両が右方向に旋回していることを示している。従って、旋回方向表示フラグLの値により車両の旋回方向が特定される。

次いで、CPU61はステップ920に進み、図8のステップ810にて算出した横加速度偏差 ΔGy の絶対値と、ステップ920内に記載したテーブルとに基いて制動操舵制御により車両に発生させるべきヨーイングモーメントの大きさに応じた制御量Gを算出する。ステップ920内に記載したテーブルに示すように、制御量Gは、横加速度偏差 ΔGy の絶対値が値Gy1以下のときには「0」になるように設定され、横加速度偏差 ΔGy の絶対値が値Gy1以上であって値Gy2以下のときには同横加速度偏差 ΔGy の絶対値が値Gy1から値Gy2まで変化するに従い「0」から正の一定値G1まで線形的に変化するように設定され、横加速度偏差 ΔGy の絶対値が値Gy2以上のときには正の一定値G1に維持されるように設定される。換言すれば、横加速度偏差 ΔGy の絶対値が値Gy1以下のときには制動操舵制御が実行されない一方で、横加速度偏差 ΔGy の絶対値が値Gy1以上のときにはステップ920内に記載したテーブルに基き、制御量Gが横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じて決定される。

次に、CPU61はステップ925に進んで、図8のステップ810にて算出した横加速度偏差 ΔGy の値が「0」以上であるか否かを判定する。ここで、横加速度偏差 ΔGy の値が「0」以上である場合には、CPU61は先に説明したように車両がアンダーステア状態にあると判定し、上記アンダーステア抑制制御を実行する際の各車輪の目標スリップ率を計算するためステップ930に進んで、旋回方向表示フラグLの値が「1」であるか否かを判定する。

ステップ930の判定において旋回方向表示フラグLが「1」であるとき、CPU61はステップ935に進んで、正の一定値である係数 K_r にステップ920にて計算した制御量Gの値を乗算した値を左後輪RLの目標スリップ率 Str_l として設定するとともに、その他の車輪FL, FR, RRの目標スリップ率 $Stfl$, $Stfr$, $Strr$ を総て「0」に設定し、ステップ995に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が左方向に旋回している場合における旋回方向内側の後輪に対応する左後輪RLにのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

一方、ステップ930の判定において旋回方向表示フラグLが「0」であるとき、CPU61はステップ940進んで、上記係数 K_r にステップ920にて計算した制御量Gの値を乗算した値を右後輪RRの目標スリップ率 $Strr$ として設定するとともに、その他の車輪FL, FR, RLの目標スリップ率 $Stfl$, $Stfr$, Str_l を総て「0」に設定し、ステップ995に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が右方向に旋回している場合における旋回方向内側の後輪に対応する右後輪RRにのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

他方、ステップ925の判定において、横加速度偏差 ΔGy の値が負の値である場合には、CPU61は先に説明したように車両がオーバーステア状態にあると判定し、上記オーバーステア抑制制御を実行する際の各車輪の目標スリップ率を計算するためステップ945に進んで、旋回方向表示フラグLの値が「1」であるか否かを判定する。

ステップ945の判定において旋回方向表示フラグLが「1」であるとき、CPU61はステップ950に進んで、正の一定値である係数 K_f にステップ920

にて計算した制御量Gの値を乗算した値を右前輪FRの目標スリップ率Stfrとして設定するとともに、その他の車輪FL, RL, RRの目標スリップ率Stfl, Strl, Strrを総て「0」に設定し、ステップ995に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が左方向に旋回している場合における旋回方向外側の前輪に対応する右前輪FRにのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

一方、ステップ945の判定において旋回方向表示フラグLが「0」であるとき、CPU61はステップ955進んで、上記係数Kfにステップ920にて計算した制御量Gの値を乗算した値を左前輪FLの目標スリップ率Stflとして設定するとともに、その他の車輪FR, RL, RRの目標スリップ率Stfr, Strl, Strrを総て「0」に設定し、ステップ995に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が右方向に旋回している場合における旋回方向外側の前輪に対応する左前輪FLにのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。以上のようにして、制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率が決定される。

次に、車両の制御モードの設定について説明すると、CPU61は図10に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ1000から処理を開始し、ステップ1005に進んで、現時点においてアンチスキッド制御が必要であるか否かを判定する。アンチスキッド制御は、ブレーキペダルBPが操作されている状態において特定の車輪がロックしている場合に、同特定の車輪のブレーキ力を減少させる制御である。アンチスキッド制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU61はステップ1005において、ブレーキスイッチ55によりブレーキペダルBPが操作されていることが示されている場合であって、且つ図7のステップ715にて算出した特定の車輪の実際のスリップ率Sa**の値が正の所定値以上となっている場合に、アンチスキッド制御が必要であると判定する。

ステップ1005の判定にてアンチスキッド制御が必要であると判定したとき

、CPU61はステップ1010に進んで、制動操舵制御とアンチスキッド制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数Modeに「1」を設定し、続くステップ1050に進む。

一方、ステップ1005の判定にてアンチスキッド制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ1015に進んで、現時点において前後制動力配分制御が必要であるか否かを判定する。前後制動力配分制御は、ブレーキペダルBPが操作されている状態において車両の前後方向の減速度の大きさに応じて前輪のブレーキ力に対する後輪のブレーキ力の比率（配分）を減少させる制御である。前後制動力配分制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU61はステップ1015において、ブレーキスイッチ55によりブレーキペダルBPが操作されていることが示されている場合であって、且つ図7のステップ720にて算出した推定車体加速度DVsoの値が負の値であり同推定車体加速度DVsoの絶対値が所定値以上となっている場合に、前後制動力配分制御が必要であると判定する。

ステップ1015の判定にて前後制動力配分制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ1020に進んで、制動操舵制御と前後制動力配分制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数Modeに「2」を設定し、続くステップ1050に進む。

ステップ1015の判定にて前後制動力配分制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ1025に進んで、現時点においてトラクション制御が必要であるか否かを判定する。トラクション制御は、ブレーキペダルBPが操作されていない状態において特定の車輪がエンジン31の駆動力が発生している方向にスピンしている場合に、同特定の車輪のブレーキ力を増大させる制御又はエンジン31の駆動力を減少させる制御である。トラクション制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU61はステップ1025において、ブレーキスイッチ55によりブレーキペダルBPが操作されていないことが示されている場合であって、且つ図7のステップ715にて算出した特定の車輪の実際のスリップ率Sa**の

値が負の値であり同実際のスリップ率 S_{a**} の絶対値が所定値以上となっている場合に、トラクション制御が必要であると判定する。

ステップ 1025 の判定にてトラクション制御が必要であると判定したとき、CPU61 はステップ 1030 に進んで、制動操舵制御とトラクション制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数 Mode に「3」を設定し、続くステップ 1050 に進む。

ステップ 1025 の判定にてトラクション制御が必要でないと判定したとき、CPU61 はステップ 1035 に進んで、現時点において上記制動操舵制御が必要であるか否かを判定する。具体的には、CPU61 はステップ 1035 において、図 8 のステップ 810 にて算出した横加速度偏差 ΔGy の絶対値が図 9 のステップ 920 内に記載のテーブルにおける値 $Gy1$ 以上となっている場合に、図 9 にて設定された目標スリップ率 S_{t**} の値が「0」でない特定の車輪が存在するので制動操舵制御が必要であると判定する。

ステップ 1035 の判定にて制動操舵制御が必要であると判定したとき、CPU61 はステップ 1040 に進んで、制動操舵制御のみを実行する制御モードを設定するため変数 Mode に「4」を設定し、続くステップ 1050 に進む。一方、ステップ 1035 の判定にて制動操舵制御が必要でないと判定したとき、CPU61 はステップ 1045 に進んで、車両の運動制御を実行しない非制御モードを設定するため変数 Mode に「0」を設定し、続くステップ 1050 に進む。この場合、制御すべき特定の車輪は存在しない。

CPU61 はステップ 1050 に進むと、制御対象車輪に対応するフラグ $CONT**$ に「1」を設定するとともに、制御対象車輪でない非制御対象車輪に対応するフラグ $CONT**$ に「0」を設定する。なお、このステップ 1050 における制御対象車輪は、図 3 に示した対応する増圧弁 P_U** 及び減圧弁 P_D** の少なくとも一方を制御する必要がある車輪である。

従って、例えば、ブレーキペダル B_P が操作されていない状態であって上述した図 9 のステップ 950 に進む場合等、右前輪 FR のホイールシリンダ W_{fr} 内のブレーキ液圧のみを増圧する必要がある場合、図 3 に示した制御弁 S_A1 、切換弁 S_{TR} 及び増圧弁 P_{Ufr} を共に第 2 の位置に切換るとともに増圧弁 P_{Ufr} 及び

減圧弁 P Dfr をそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダ Wf1 内のブレーキ液圧を保持した状態で高圧発生部 4 1 が発生する高圧を利用してホイールシリンダ Wfr 内のブレーキ液圧のみを増圧することになる。従って、この場合における制御対象車輪には、右前輪 FR のみならず左前輪 FL が含まれる。そして、CPU 6 1 はステップ 1 0 5 0 を実行した後、ステップ 1 0 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。このようにして、制御モードが特定されるとともに、制御対象車輪が特定される。

次に、各車輪に付与すべきブレーキ力の制御について説明すると、CPU 6 1 は図 1 1 に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU 6 1 はステップ 1 1 0 0 から処理を開始し、ステップ 1 1 0 5 に進んで、変数 Mode が「0」でないか否かを判定し、変数 Mode が「0」であればステップ 1 1 0 5 にて「No」と判定してステップ 1 1 1 0 に進み、各車輪に対してブレーキ制御を実行する必要がないのでブレーキ液圧制御装置 4 0 における総ての電磁弁を OFF (非励磁状態) にした後、ステップ 1 1 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、ドライバーによるブレーキペダル B P の操作力に応じたブレーキ液圧が各ホイールシリンダ W** に供給される。

一方、ステップ 1 1 0 5 の判定において変数 Mode が「0」でない場合、CPU 6 1 はステップ 1 1 0 5 にて「Yes」と判定してステップ 1 1 1 5 に進み変数 Mode が「4」であるか否かを判定する。そして、変数 Mode が「4」でない場合 (即ち、制動操舵制御以外のアンチスキッド制御等が必要である場合)、CPU 6 1 はステップ 1 1 1 5 にて「No」と判定してステップ 1 1 2 0 に進み、図 1 0 のステップ 1 0 5 0 にてフラグ CONT** の値が「1」に設定された制御対象車輪に対して図 9 にて既に設定した制動操舵制御のみを実行する際に必要となる各車輪の目標スリップ率 St** を補正した後ステップ 1 1 2 5 に進む。これにより、制動操舵制御に重畳される変数 Mode の値に対応する制御を実行する際に必要となる各車輪の目標スリップ率分だけ図 9 にて既に設定した各車輪の目標スリップ率 St** が制御対象車輪毎に補正される。

ステップ 1 1 1 5 の判定において変数 Mode が「4」である場合、CPU 6 1 は

ステップ1115にて「Yes」と判定し、図9にて既に設定した各車輪の目標スリップ率 St^{**} を補正する必要がないので直接ステップ1125に進む。CPU61はステップ1125に進むと、図10のステップ1050にてフラグ $CONT^{**}$ の値が「1」に設定された制御対象車輪に対して、目標スリップ率 St^{**} の値と、図7のステップ715にて算出した実際のスリップ率 Sa^{**} の値と、ステップ1125内に記載の式とに基いて制御対象車輪毎にスリップ率偏差 ΔSt^{**} を算出する。

次いで、CPU61はステップ1130に進み、上記制御対象車輪に対して同制御対象車輪毎に液圧制御モードを設定する。具体的には、CPU61はステップ1125にて算出した制御対象車輪毎のスリップ率偏差 ΔSt^{**} の値と、ステップ1130内に記載のテーブルとに基いて、制御対象車輪毎に、スリップ率偏差 ΔSt^{**} の値が所定の正の基準値を超えるときは液圧制御モードを「増圧」に設定し、スリップ率偏差 ΔSt^{**} の値が所定の負の基準値以上であって前記所定の正の基準値以下であるときは液圧制御モードを「保持」に設定し、スリップ率偏差 ΔSt^{**} の値が前記所定の負の基準値を下回るときは液圧制御モードを「減圧」に設定する。

次に、CPU61はステップ1135に進み、ステップ1130にて設定した制御対象車輪毎の液圧制御モードに基いて、図3に示した制御弁 $SA1$, $SA2$ 、切換弁 STR を制御するとともに制御対象車輪毎に同液圧制御モードに応じて増圧弁 P_U^{**} 及び減圧弁 P_D^{**} を制御する。

具体的には、CPU61は液圧制御モードが「増圧」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 P_U^{**} 及び減圧弁 P_D^{**} と共に第1の位置（非励磁状態における位置）に制御し、液圧制御モードが「保持」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 P_U^{**} を第2の位置（励磁状態における位置）に制御するとともに対応する減圧弁 P_D^{**} を第1の位置に制御し、液圧制御モードが「減圧」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 P_U^{**} 及び減圧弁 P_D^{**} と共に第2の位置（励磁状態における位置）に制御する。

これにより、液圧制御モードが「増圧」となっている制御対象車輪のホイールシリンダ W^{**} 内のブレーキ液圧は増大し、また、液圧制御モードが「減圧」とな

っている制御対象車輪のホイールシリングダ W_{**} 内のブレーキ液圧は減少することで、各制御車輪の実際のスリップ率 Sa_{**} が目標スリップ率 St_{**} に近づくようにそれぞれ制御され、この結果、図 10 に設定した制御モードに対応する制御が達成される。ここで、ステップ 1135 は、制動力制御手段に対応している。

なお、図 10 のルーチンの実行により設定された制御モードがトラクション制御を実行する制御モード（変数 Mode=3）又は制動操舵制御のみを実行する制御モード（変数 Mode=4）であるときには、エンジン 31 の駆動力を減少させるため、CPU 61 は必要に応じて、スロットル弁 TH の開度がアクセルペダル AP の操作量 Accp に応じた開度よりも所定量だけ小さい開度になるようにスロットル弁アクチュエータ 32 を制御する。そして、CPU 61 はステップ 1195 に進んで本ルーチンを一旦終了する。

以上、説明したように、本発明の第 1 実施形態によれば、横加速度センサ 54 により取得された車両に働く横加速度 Gy の実際値が値 Gyth を超える値となっているとき、同横加速度 Gy の実際値が値 Gyth 以下となっているときに比して運転者による同一のステアリング操舵トルク T に対する（最終）アシスト力 F が同横加速度 Gy の実際値の増加に応じて小さく設定される。従って、運転者がステアリング 21 を操作する操舵トルク T が大きくなることで運転者が急激なステアリング操作をすること自体が困難になり、車両の操舵輪 FL, FR の転舵角が旋回方向に急激に増加することが防止される。この結果、車体のロール角の増加速度が遅くなり、増加するロール角が過大となる前に運転者がロール角を減少させる方向のステアリング操作を実行する時間的余裕が十分に確保され得、車体に過大なロール角が発生することが防止された。

また、車両の運動モデルから導かれる理論式である上記(2)式に基いて算出された車両の目標横加速度 Gy_t の絶対値から実際の横加速度 Gy の絶対値を減算した値である横加速度偏差 ΔGy の値が負の値であるとき、即ち、車両に働く実際の横加速度 Gy の絶対値が大きくて車体に発生するロール角も大きくなっているとき、オーバーステア抑制制御により旋回方向外側の前輪に上記横加速度偏差 ΔGy の値に応じたブレーキ力が発生させられて車両に対して旋回方向と反対方向のヨーイニングモーメントが強制的に発生させられる。これにより、実際の横加速度 Gy の絶

対値が小さくなり実際の横加速度 G_y が目標横加速度 G_{yt} に近づくように制御されるとともに、車体に発生するロール角が減少して車体に過大なロール角が発生することが防止される。これにより、上記した最終アシスト力 F の実横加速度 G_y に応じた制御による効果と相俟って、車体に過大なロール角が発生することがより確実に防止された。

(第2実施形態)

次に、本発明の第2実施形態について説明する。図12は、本発明の第2実施形態に係る車両の操舵装置を含んだ車両の運動制御装置10を搭載した車両の概略構成を示している。

図1に示した第1実施形態に対する図12に示した第2実施形態の機械的構成上の相違点は、センサ部50において、操舵輪FL, FRの転舵角度を検出し、同転舵角度 θ_{ss} を示す信号を電気式制御装置60のインターフェース65に出力する転舵角度センサ58を追加した点と、コラム22の車体前後方向の中途部（図2の円形外歯車23aより車両後方の中途部）に舵角比可変アクチュエータ26を介装した点である。以下、かかる相違点について説明する。

舵角比可変アクチュエータ26がコラム22に介装されたことにより、コラム22は、一端がステアリング21と一体固定されるとともに他端が舵角比可変アクチュエータ26に接続されたコラム後方部22aと、一端が舵角比可変アクチュエータ26に接続されるとともに他端が転舵アクチュエータ23に接続されたコラム前方部22bとに分割されている。

転舵角度センサ58は、コラム前方部22bの回転角度を検出することにより、同コラム前方部22bの回転角度に応じて一対一に変化する操舵輪FL, FRの転舵角度 θ_{ss} を検出するようになっている。操舵輪FL, FRの転舵角度 θ_{ss} は、操舵輪FL, FRの転舵角が車両が直進する基準角度にあるときに「0」となり、操舵輪FL, FRの転舵角が基準角度にある状態から同操舵輪FL, FRが左方向へ転舵されたときに正の値、操舵輪FL, FRの転舵角が基準角度にある状態から同操舵輪FL, FRが右方向へ転舵されたときに負の値となるように設定されている。

舵角比可変アクチュエータ26は、図13にその概略構成を示したように、コラム後方部22aに一体的に接続されたサンギヤ26aと、同サンギヤ26aの

外周を公転しながら自転可能に配置された同サンギヤ 26 a と歯合する複数（例えば、4つ）の遊星ギヤ 26 b と、同遊星ギヤ 26 b の公転運動に連動しながらコラム前方部 22 b と一体回転可能に構成されたキャリア 26 c と、サンギヤ 26 a と同心的に回転するとともに同複数の遊星ギヤ 26 b の径方向外側位置に配置され同複数の遊星ギヤ 26 b と歯合するリングギヤ 26 d と、を含んだ所謂遊星ギヤ機構により構成されている。

さらに、舵角比可変アクチュエータ 26 は電動モータ 26 e を備えている。この電動モータ 26 e の出力軸にはウォームギヤ 26 f が一体固設されており、同ウォームギヤ 26 f は、前記リングギヤ 26 d の外周面に一体的に設けられた図示しないウォームホイールギヤと歯合するようになっている。また、電気式制御装置 60 のインターフェース 65 は、CPU 61 の指示に応じて電動モータ 26 e に駆動信号を送出するようになっている。

これにより、電動モータ 26 e は、CPU 61 から駆動信号が送出されていない非通電時においては、その保持トルク（ディテントトルク）により、リングギヤ 26 d の（回転）位置を中立位置（ステアリング角度 θ_s が「0」のときに操舵輪 FL, FR の転舵角度 θ_{ss} が「0」になる位置）に固定できるようになっており、このとき、操舵輪 FL, FR の転舵角度 θ_{ss} 対するステアリング角度 θ_s の比である舵角比 n ($= \theta_s / \theta_{ss}$) が、先に説明した第1実施形態における前輪転舵機構部 20 におけるステアリングギヤ比と同一の値である「20」になるようになっている。

一方、電動モータ 26 e が上記駆動信号により駆動されてリングギヤ 26 d が回転すると、同リングギヤ 26 d の中立位置からの回転角度に応じて前記舵角比 n が変更されるようになっている。換言すれば、CPU 61 は電動モータ 26 e を駆動することによりリングギヤ 26 d の中立位置からの回転角度を制御できるようになっており、この結果、所定の特性としての舵角比 n ($= \theta_s / \theta_{ss}$) を制御可能となっている。

（実際の作動）

次に、以上のように構成された本発明による車両の操舵装置を含んだ第2実施形態に係る車両の運動制御装置 10 の実際の作動について電気式制御装置 60 の

CPU61が実行するルーチンをフローチャートを参照しながら説明する。第2実施形態においては、CPU61は、上述した図6～図11に示したフローチャートに加えて、図14に示した舵角比nの算出・制御を行うルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。

従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ1400から処理を開始し、ステップ1405に進み、横加速度センサ54による得られる実際の横加速度Gyの絶対値と、ステップ1405内に記載したテーブルとに基いて舵角比nを算出する。

これにより、舵角比nは、実際の横加速度Gyの絶対値が値Gyth以下のときには一定値「20」になるよう設定され、実際の横加速度Gyの絶対値が値Gyth以上のときには同実際の横加速度Gyの絶対値が値Gythから増加するに従い「20」から線形的に増加するよう設定される。換言すれば、舵角比n（所定の特性）は、過大ロール角発生傾向指標値（実際の横加速度Gyの絶対値）が所定値（値Gyth）以下のときには変更されず、過大ロール角発生傾向指標値が同所定値以上のときには同過大ロール角発生傾向指標値の増加に応じて変更される。ここで、ステップ1405は、操舵特性変更手段に対応している。

次いで、CPU61はステップ1410に進んで、実際の舵角比がステップ1405にて算出した舵角比nになるよう電動モータ26eを制御する。具体的には、CPU61はステアリング角度センサ52により現時点でのステアリング角度θsの値を取得するとともに転舵角度センサ58により現時点での操舵輪FL, FRの転舵角度θssの値を取得して、現時点でのステアリング角度θsに対して実際の舵角比がステップ1405にて算出した舵角比nになるようリングギヤ26dの中立位置からの回転角度を制御することで、操舵輪FL, FRの転舵角度θssを制御する。そして、ステップ1495に進んで本ルーチンを一旦終了する。

以上、説明したように、本発明の第2実施形態によれば、横加速度センサ54により取得された車両に働く横加速度Gyの実際値が値Gythを超える値となっているとき、同横加速度Gyの実際値が値Gyth以下となっているときに比して同一のステアリング回転角度θsに対する操舵輪FL, FRの転舵角度θssが同横加速度Gyの実際値の増加に応じて小さく設定される。従って、例えば、運転者が旋回方

向に急激なステアリング操作（例えば、急激な切り増し）を実行しても車両の操舵輪 FL, FR の旋回方向の転舵角度 θ_{ss} の増加量（変化量、増加速度（変化速度））が小さくなり、第 1 実施形態にて説明した最終アシスト力 F の実横加速度 Gy に応じた制御による効果と相俟って、操舵輪の FL, FR 転舵角度が旋回方向に急激に増加することがさらに一層防止される。この結果、車体のロール角の増加速度が遅くなり、増加するロール角が過大となる前に運転者がロール角を減少させる方向のステアリング操作を実行する時間的余裕が十分に確保され得、車体に過大なロール角が発生することが防止された。

本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記第 2 実施形態は、舵角比 n の可変制御に加えて第 1 実施形態にて説明した最終アシスト力 F の実横加速度 Gy に応じた制御を実行しているが、同第 2 実施形態を、最終アシスト力 F の実横加速度 Gy に応じた制御を実行せず舵角比 n の可変制御のみを実行するように構成してもよい。この場合には、図 6 のステップ 610 にて係数 Kt の値が実際の横加速度 Gy の値に拘わらず常に一定値「1」になるようにステップ 610 内に記載のテーブルを変更すればよい。

また、上記各実施形態においては、実際の横加速度 Gy を目標横加速度 Gyt に近づけるための制御目標として車両の各車輪のスリップ率を使用しているが、例えば、各車輪のホイールシリング W**内のブレーキ液圧等、各車輪に付与されるブレーキ力に応じて変化する物理量であればどのような物理量を制御目標としてもよい。

また、上記各実施形態においては、図 6 のステップ 610 にて算出される係数 Kt の値及び図 14 のステップ 1405 にて算出される舵角比 n の値を「過大ロール角発生傾向指標値」としての実際の横加速度 Gy の絶対値に応じて変更しているが、「過大ロール角発生傾向指標値」としての車体に発生するロール角 θ_{roll} の絶対値に応じて係数 Kt の値及び舵角比 n の値を変更するように構成してもよい。

この場合の具体的な処理を述べると、CPU 61 は図 15 に示したロール角 θ_{roll} を算出するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行する。従って、所定のタイミングになると、CPU 61 はステップ 1500 から処理を開始し

、ステップ1505に進んで、車高センサ56fl, 56fr, 56rl 及び56rrにより得られる各車輪部の車高Hfl, Hfr, Hrl, Hrrの各値と、ステップ1505内に記載の式とに基いて車体左側部と車体右側部との車高差 ΔH を算出する。

ここで、車高差 ΔH は、車体左前部と車体右前部との車高差と、車体左後部と車体右後部との車高差の平均値である。また、車高差 ΔH は、車体左側部の車高が車体右側部の車高より高いとき、即ち車両が左方向へ旋回しているときに正の値となり、車体左側部の車高が車体右側部の車高より低いとき、即ち車両が右方向へ旋回しているときに負の値となるように設定される。

次に、CPU61はステップ1510に進んで、ステップ1505にて算出した車高差 ΔH の値と、左右輪（例えば、左右後輪RL, RR）の各タイヤ踏面の路面との接触面の中心間の車体左右方向の距離であるホイールトレッドTの値と、ステップ1510内に記載の式とに基いて車体のロール角 θ_{roll} を算出した後、ステップ1595に進んで本ルーチンを一旦終了する。ここで、ステップ1510内に記載の式から明らかなように、ロール角 θ_{roll} の符号は車高差 ΔH の符号と同一となるので、ロール角 θ_{roll} は、車両が左方向へ旋回しているときに正の値となり、車両が右方向へ旋回しているときに負の値となるように設定される。ここで、ステップ1510は、指標値取得手段に対応している。

そして、CPU61は、図6のステップ610内に記載のテーブルの横軸を実際の横加速度Gyの絶対値の代わりに図15のステップ1510にて算出したロール角 θ_{roll} の絶対値とし、閾値Gythを同値Gythに対応する閾値 θ_{rollth} に代えて係数Ktを算出する。また、CPU61は、図14のステップ1405内に記載のテーブルの横軸を実際の横加速度Gyの絶対値の代わりに図15のステップ1510にて算出したロール角 θ_{roll} の絶対値とし、閾値Gythを同値Gythに対応する閾値 θ_{rollth} に代えて舵角比nを算出する。このようにして、係数Ktの値及び舵角比nの値が車体に発生するロール角 θ_{roll} の絶対値に応じて変更される。

また、図6のステップ610にて算出される係数Ktの値及び図14のステップ1405にて算出される舵角比nの値を、「過大ロール角発生傾向指標値」としての運転者によるステアリング21の回転速度（ステアリングの操作速度）の絶対

値に応じて変更するように構成してもよい。この場合、図6のステップ610内に記載のテーブルの横軸及び図14のステップ1405内に記載のテーブルの横軸を、実際の横加速度Gyの絶対値の代わりに下記(5)式にて算出されるステアリング回転角度θ'sの時間微分値であるステアリング回転速度θ'sの絶対値とし、閾値Gythを同値Gythに対応する閾値θ'sthに代えて係数Kt及び舵角比nを算出する。

$$\theta's = (\theta s - \theta s1) / \Delta t \quad \cdots (5)$$

上記(5)式において、θs1は前回の図6及び図14のルーチン実行時にステアリング角度センサ52により取得した前回のステアリング角度であり、Δtは各ルーチンの演算周期である上記所定時間である。

また、「過大ロール角発生傾向指標値」は、実際の横加速度Gyの絶対値、ロール角θrollの絶対値、及びステアリング回転速度θ'sの絶対値の総和であってもよいし、これら各絶対値にそれぞれ所定の係数を乗算した値（重み付けした値）の総和であってもよい。また、これら各絶対値のうちで、対応する上記閾値を超えた値となっているもの（各絶対値のうちで対応する上記閾値を超えた値となっているものが複数存在する場合、対応する上記閾値からの偏差の程度が最も大きいもの）を「過大ロール角発生傾向指標値」として採用してもよい。

請求の範囲

1. 運転者により操作されるステアリングの操作に応じて車両の操舵輪の転舵角を変更するとともに、同運転者による同ステアリングの操作力関連量に応じて所定の特性に基いて同ステアリングの操作を助勢する助勢力関連量を発生する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置であって、

前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度を示す過大ロール角発生傾向指標値を取得する指標値取得手段と、

前記過大ロール角発生傾向指標値に応じて前記所定の特性を変更する操舵特性変更手段と、

を備えた車両の操舵装置。

2. 運転者により操作されるステアリングの位置に応じて所定の特性に基いて車両の操舵輪の転舵角を変更する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置であって、

前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度を示す過大ロール角発生傾向指標値を取得する指標値取得手段と、

前記過大ロール角発生傾向指標値に応じて前記所定の特性を変更する操舵特性変更手段と、

を備えた車両の操舵装置。

3. 請求の範囲 1 又は請求の範囲 2 に記載の車両の操舵装置において、

前記指標値取得手段が取得する過大ロール角発生傾向指標値は、前記車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度、同車両に発生するロール角、及び前記ステアリングの操作速度の少なくとも一つに基いた値である車両の操舵装置。

補正書の請求の範囲

[2003年12月26日(26.12.03)国際事務局受理：出願当初の請求の範囲1及び2は補正された；他の請求の範囲は変更なし。(2頁)]

1. (補正後) 車両の運動状態に応じて、同車両の運動状態を安定化させるためのヨーイングモーメントを同車両に発生させるための制動力を所定の車輪に付与する制動力制御手段を備えた車両に適用されるとともに、

運転者により操作されるステアリングの操作に応じて前記車両の操舵輪の転舵角を変更するとともに、同運転者による同ステアリングの操作力関連量に応じて所定の特性に基いて同ステアリングの操作を助勢する助勢力関連量を発生する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置であって、

前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度を示す過大ロール角発生傾向指標値を取得する指標値取得手段と、

前記取得された過大ロール角発生傾向指標値により示される前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度の増加に応じて同一の前記ステアリング操作力に対する前記助勢力が小さくなるように、前記所定の特性を変更する操舵特性変更手段と、

を備えた車両の操舵装置。

2. (補正後) 車両の運動状態に応じて、同車両の運動状態を安定化させるためのヨーイングモーメントを同車両に発生させるための制動力を所定の車輪に付与する制動力制御手段を備えた車両に適用されるとともに、

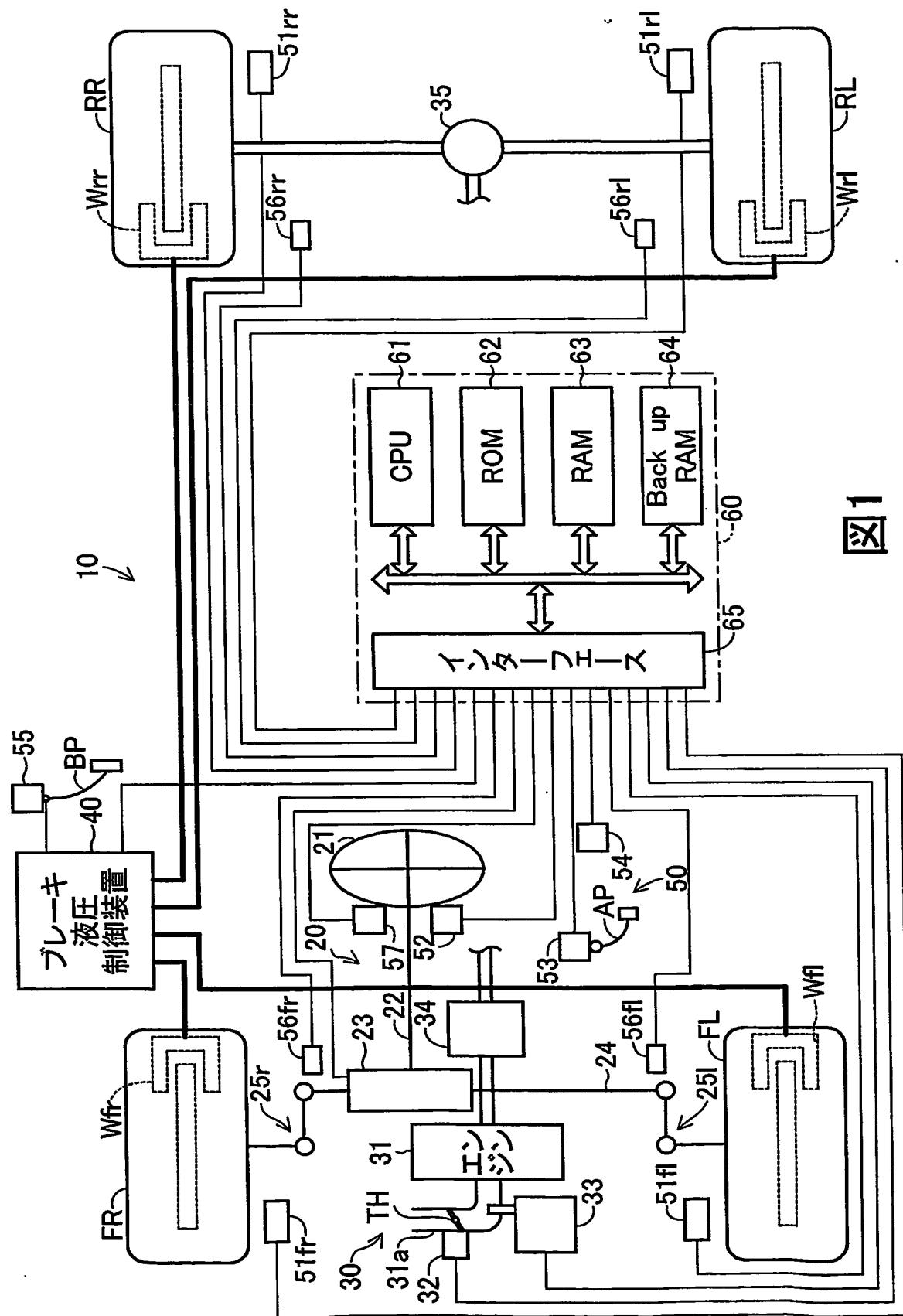
運転者により操作されるステアリングの位置に応じて所定の特性に基いて前記車両の操舵輪の転舵角を変更する操舵輪転舵機構を備えた車両の操舵装置であって、

前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度を示す過大ロール角発生傾向指標値を取得する指標値取得手段と、

前記取得された過大ロール角発生傾向指標値により示される前記車両に過大なロール角が発生する傾向の程度の増加に応じて同一の前記ステアリングの位置に対する前記操舵輪の転舵角が小さくなるように、前記所定の特性を変更する操舵特性変更手段と、

を備えた車両の操舵装置。

3. 請求の範囲 1 又は請求の範囲 2 に記載の車両の操舵装置において、
前記指標値取得手段が取得する過大ロール角発生傾向指標値は、前記車両に働く
加速度の車体左右方向の成分である横加速度、同車両に発生するロール角、及び
前記ステアリングの操作速度の少なくとも一つに基いた値である車両の操舵装置。



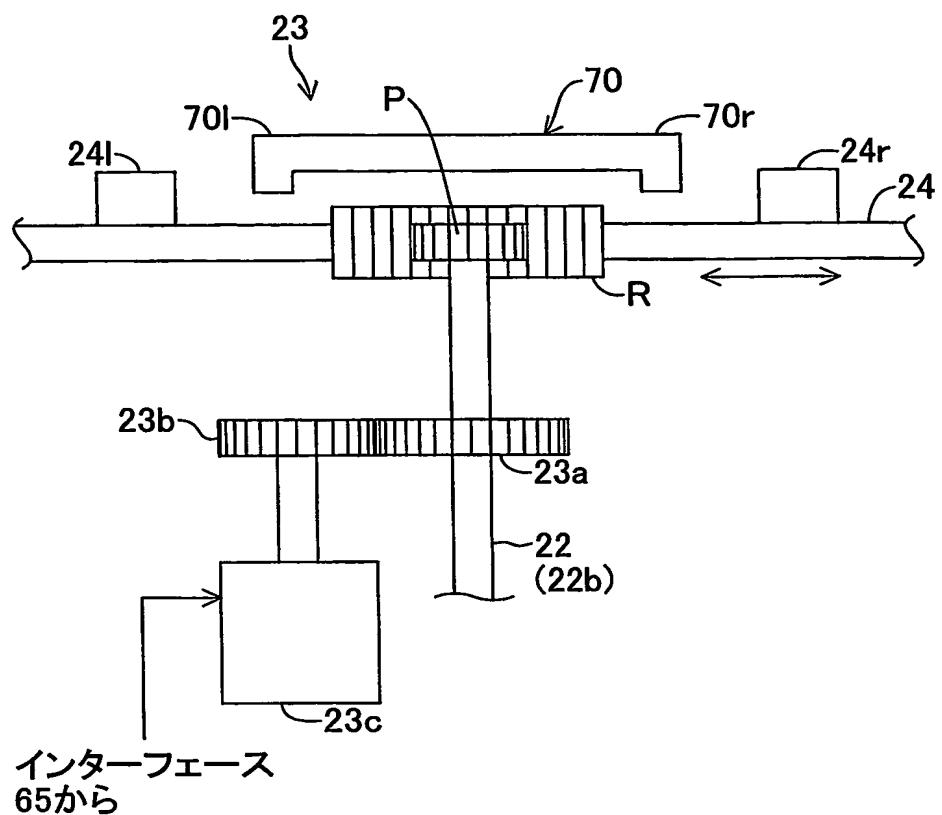


図2

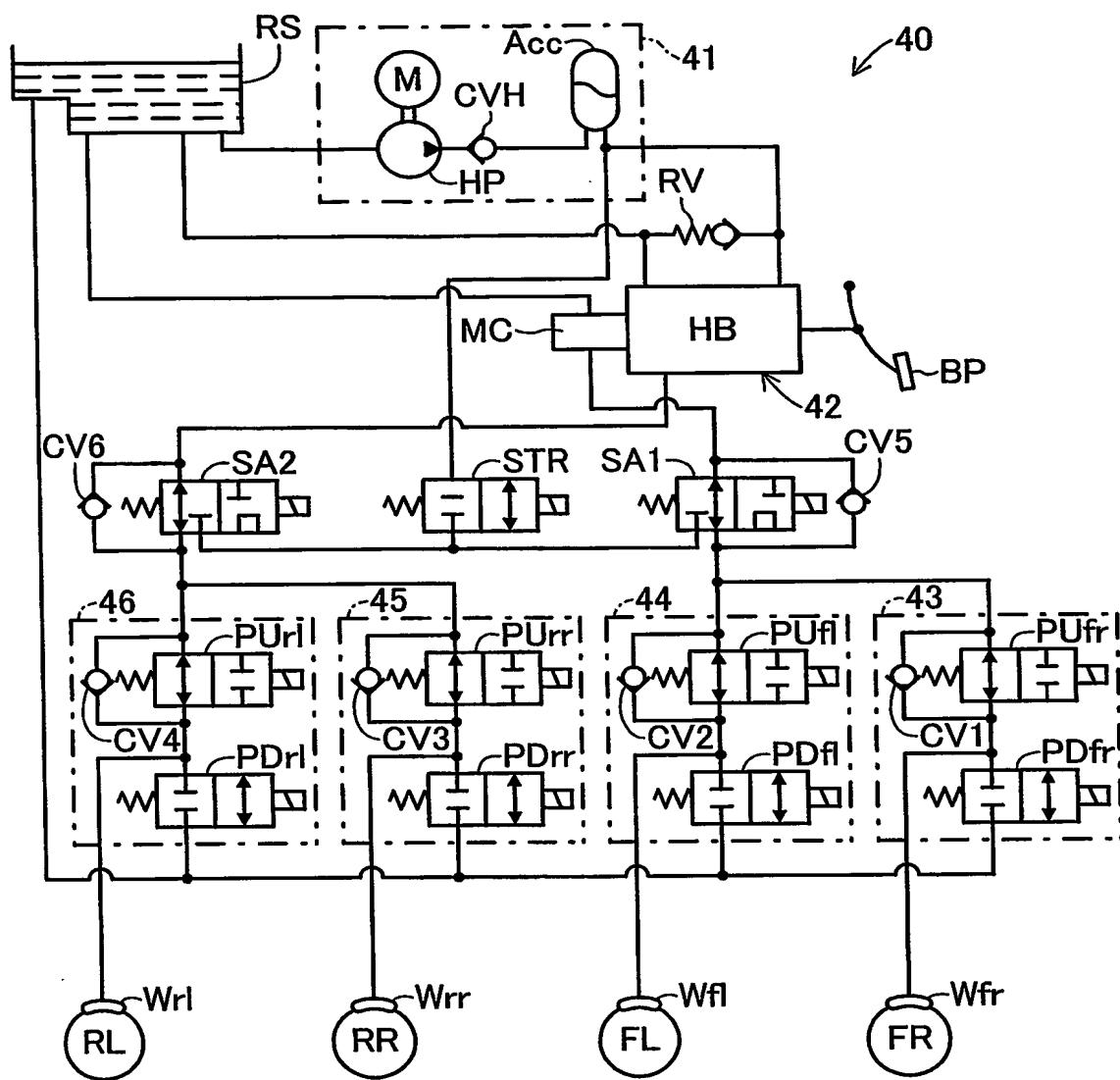


図3

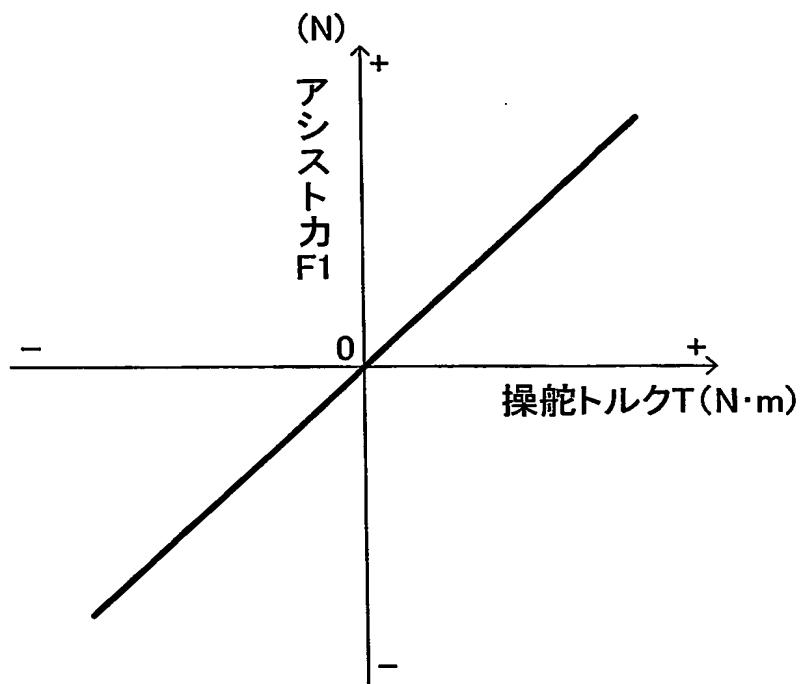


図4

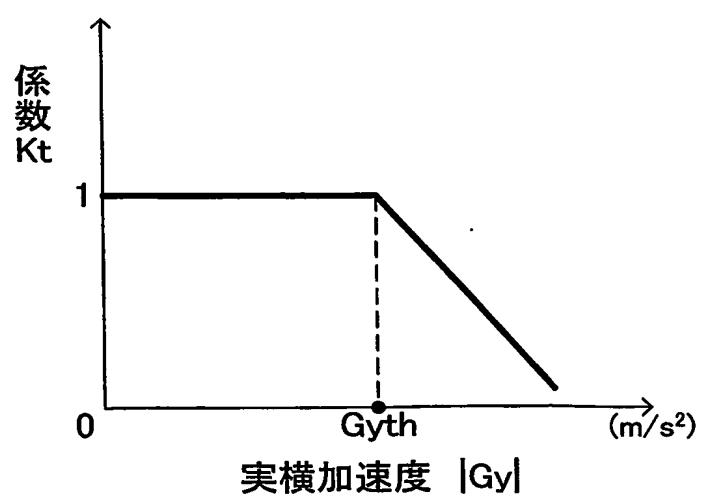


図5

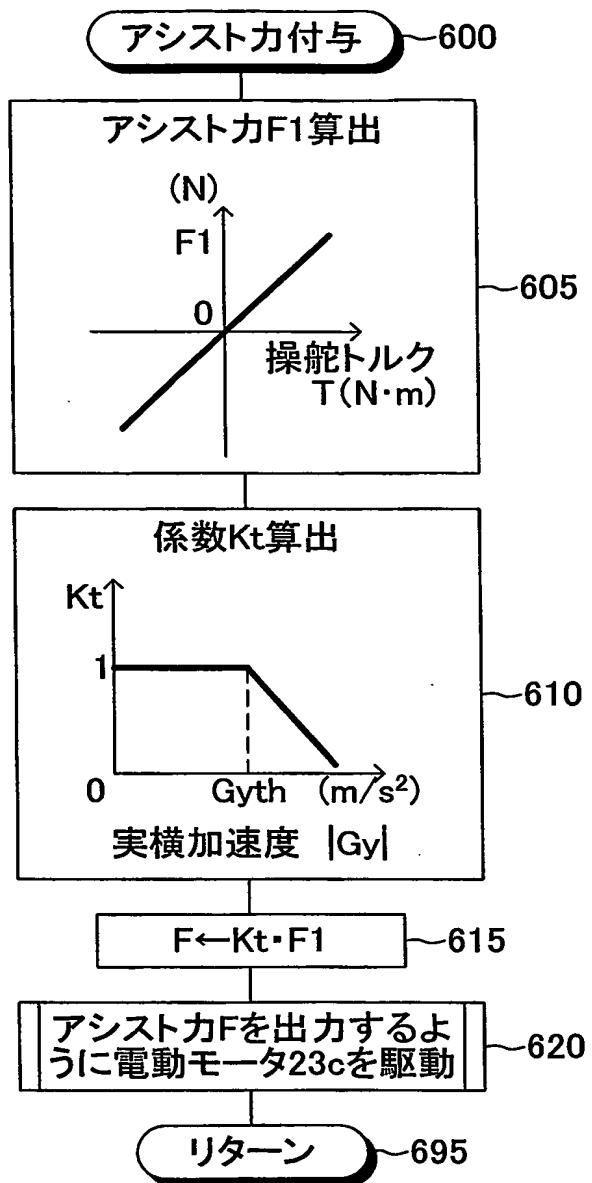


図6

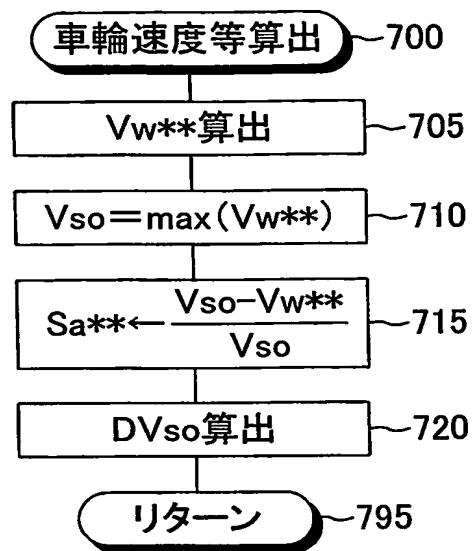


図7

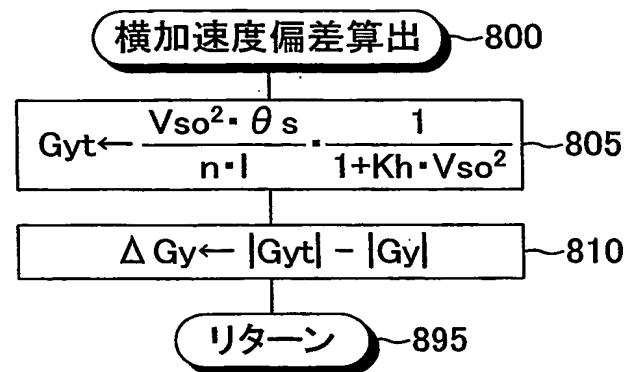


図8

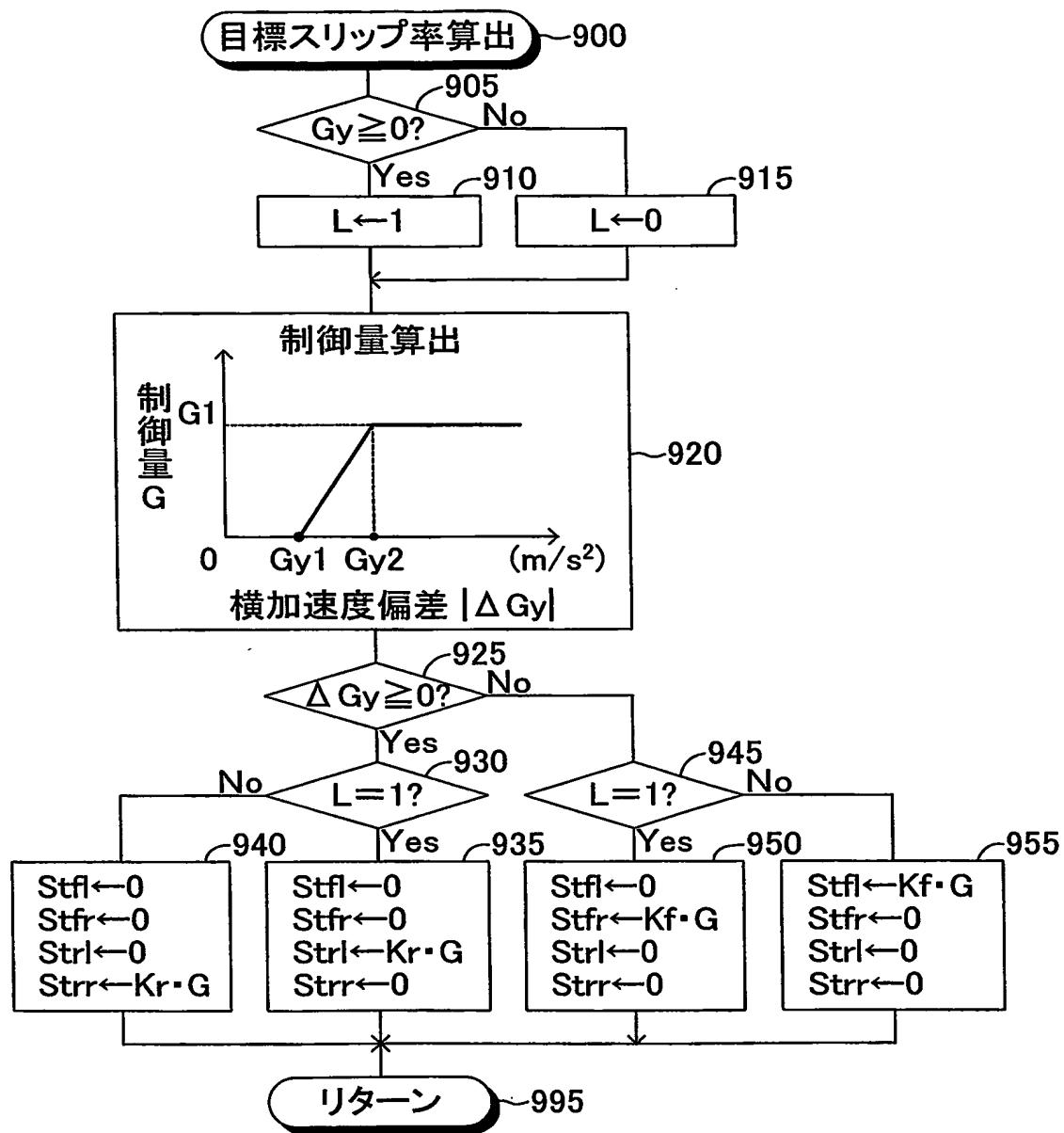


図9

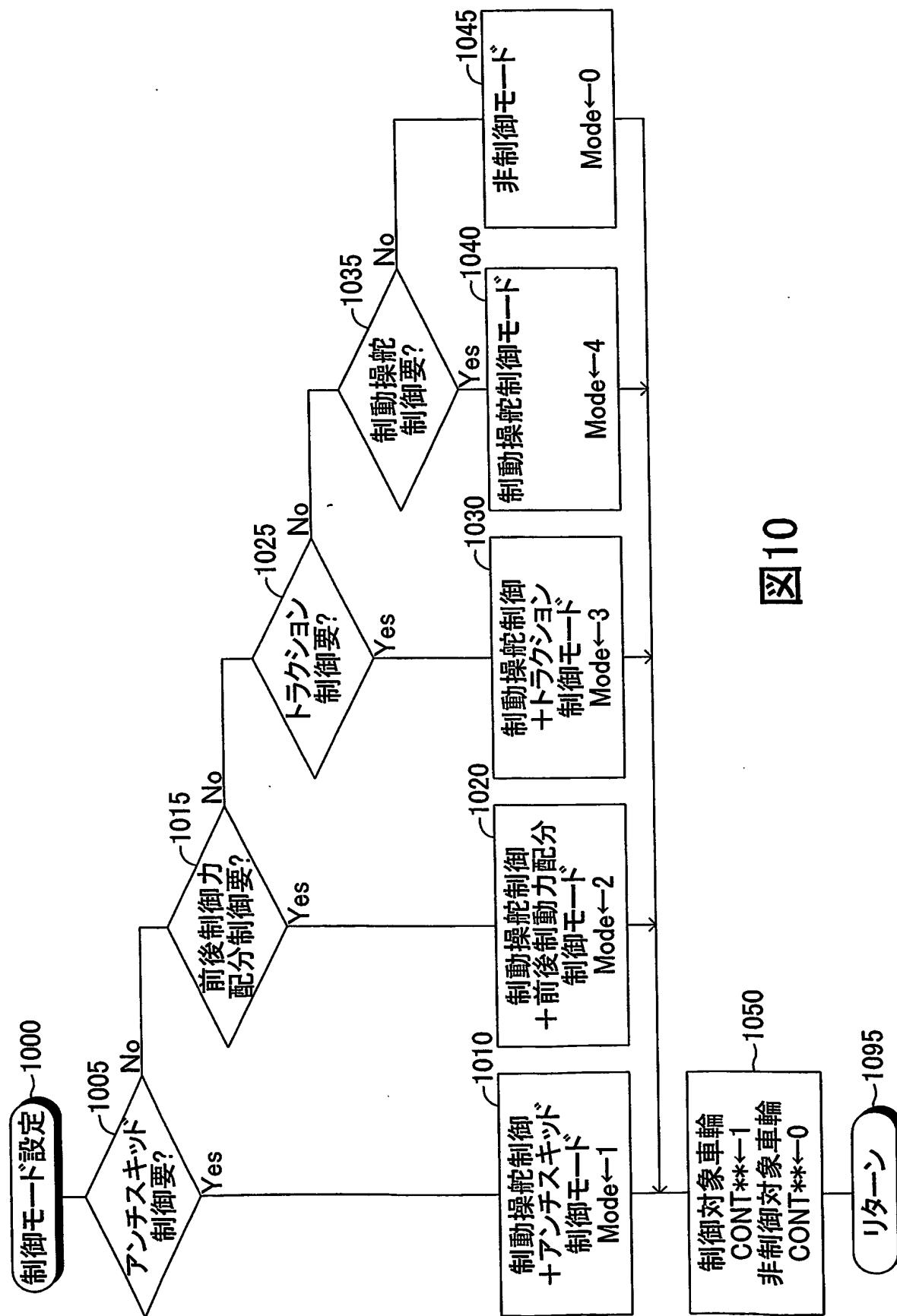


図10

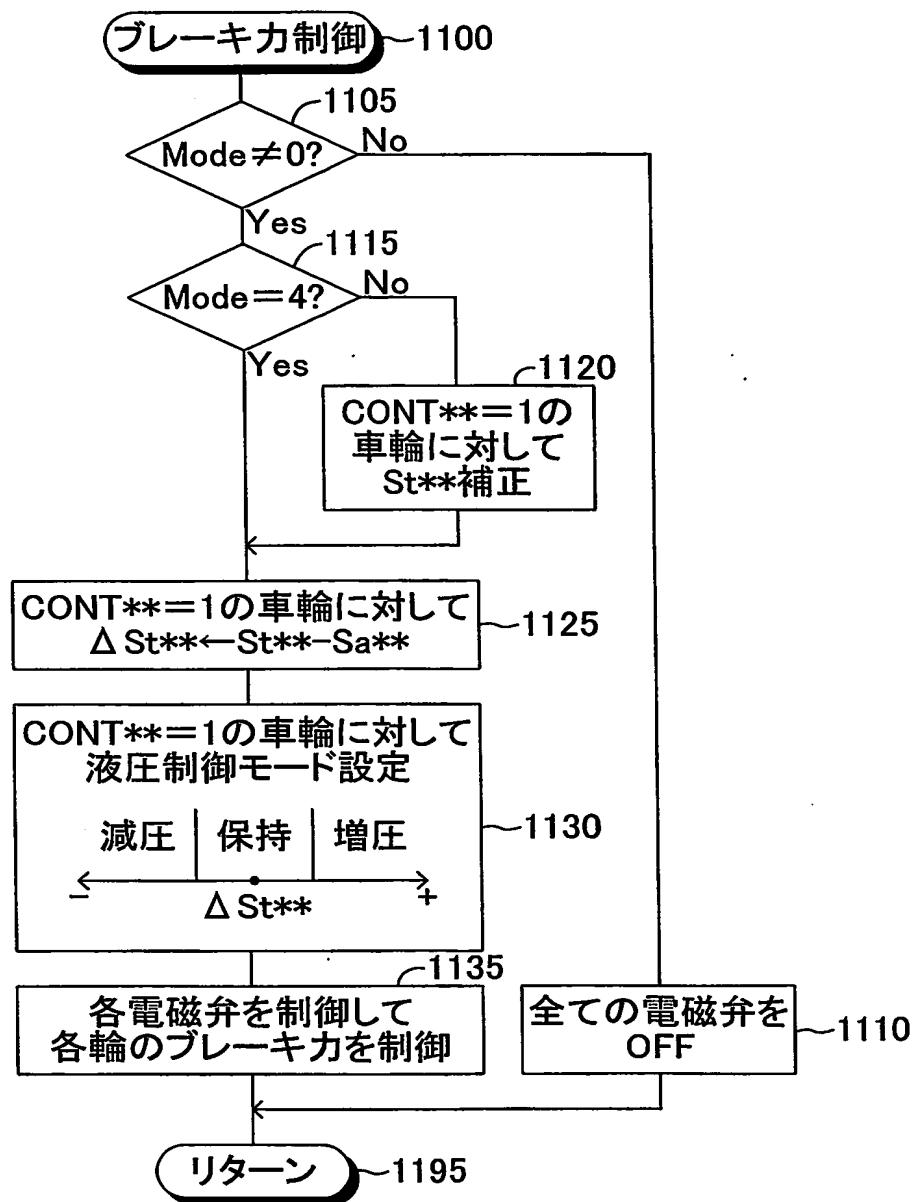
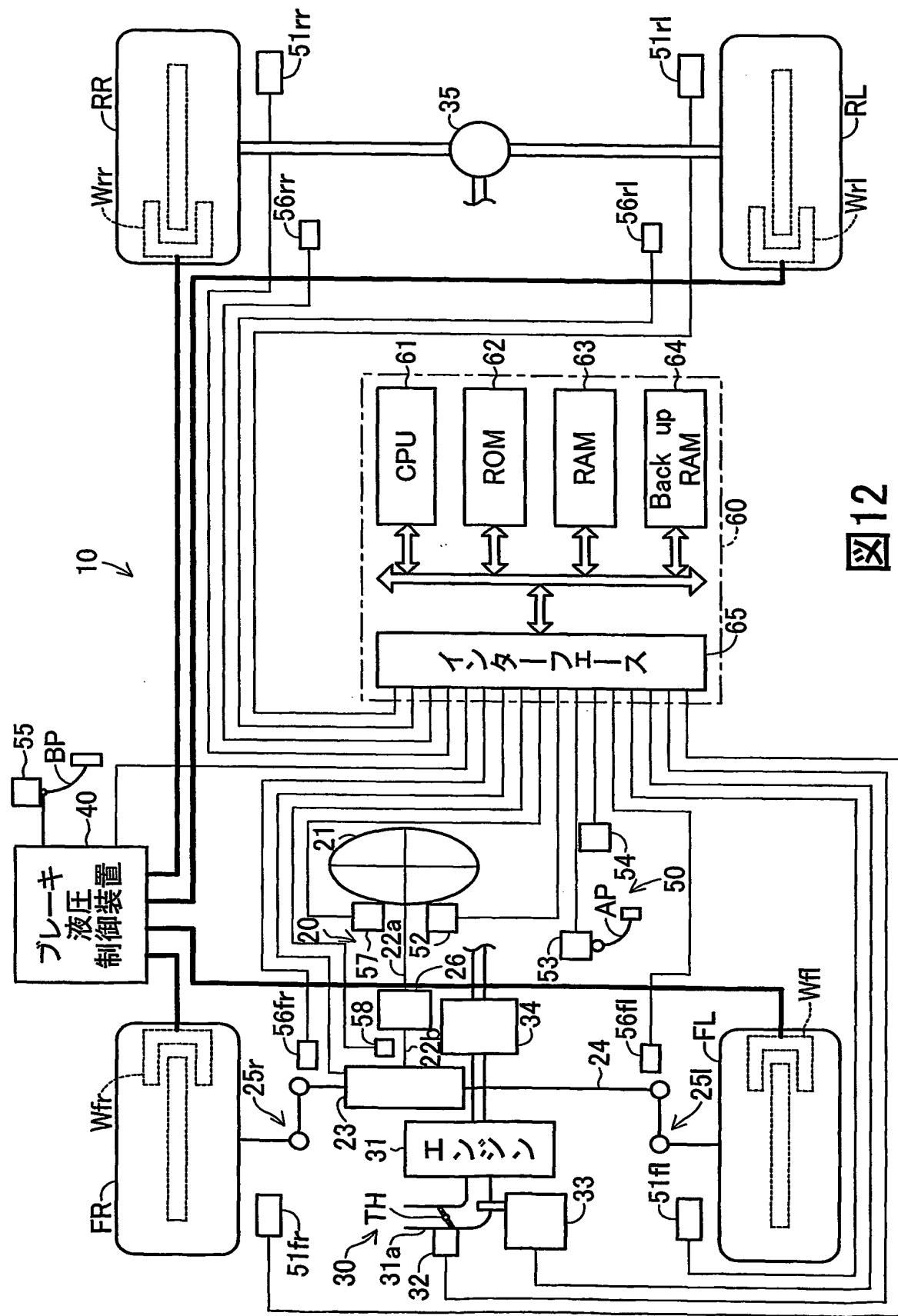


図 11



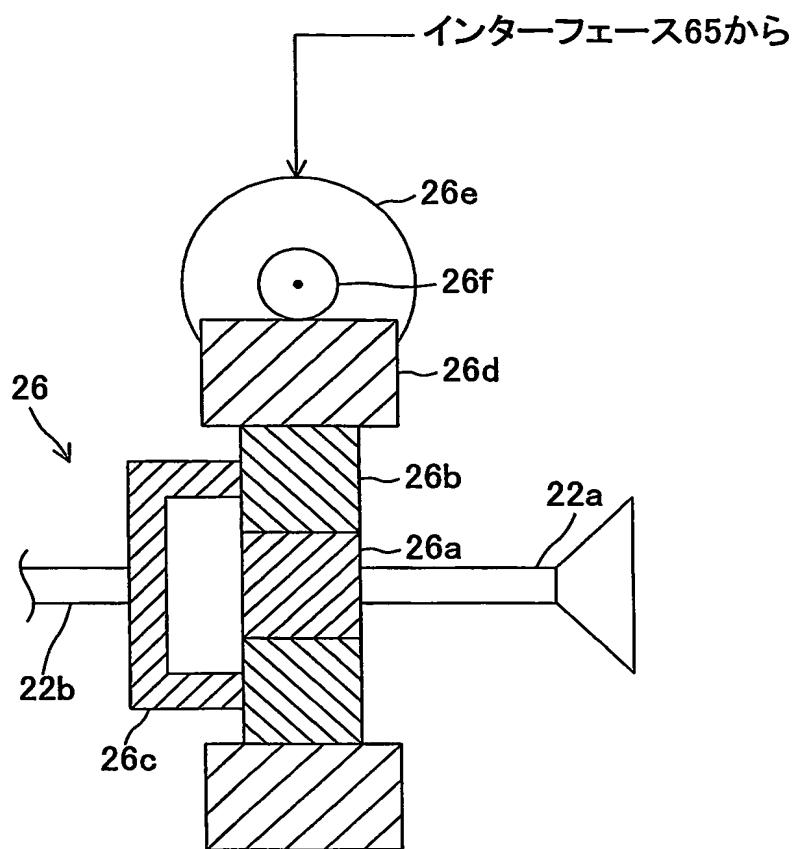


図13

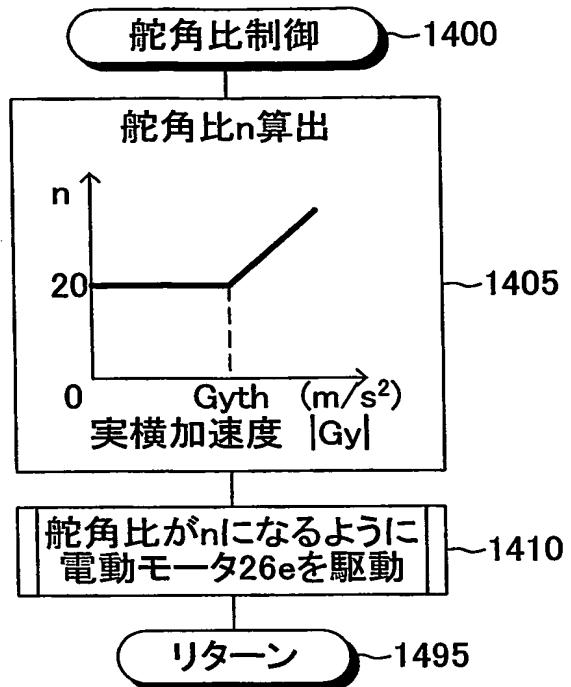


図14

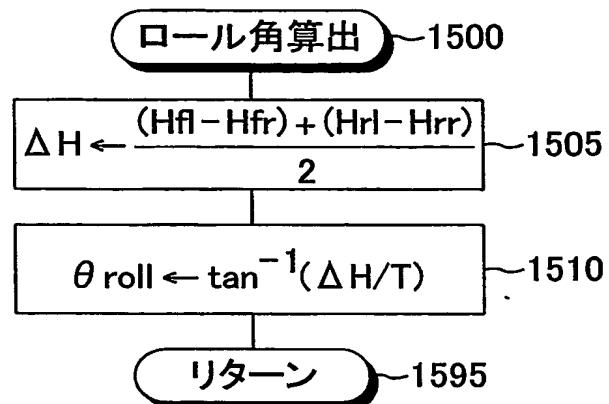


図15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/09512

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ B62D6/00, B62D5/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ B62D6/00, B62D5/04Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 2001-180511 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 03 July, 2001 (03.07.01), (Family: none)	1, 3 2
X A	JP 8-301137 A (Kubota Corp.), 19 November, 1996 (19.11.96), (Family: none)	1, 3 2
X A	DE 4031317 A1 (Robert Bosch GmbH.), 09 April, 1992 (09.04.92), & JP 4-257775 A	2, 3 1
X A	JP 7-39205 A (Kubota Corp.), 10 February, 1995 (10.02.95), Fig. 2 (Family: none)	2, 3 1

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 22 October, 2003 (22.10.03)	Date of mailing of the international search report 04 November, 2003 (04.11.03)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/09512

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P,X	JP 2003-112651 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 15 April, 2003 (15.04.03), (Family: none)	1,3
P,A		2
A	US 6324446 B1 (Ford Global Technologies, Inc.), 07 August, 2001 (07.08.01), & EP 1110834 A & JP 2001-213345 A	1-3
A	JP 7-291140 A (Kubota Corp.), 07 November, 1995 (07.11.95), (Family: none)	1-3

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. C1. 7 B62D6/00, B62D5/04

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
Int. C1. 7 B62D6/00, B62D5/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 2001-180511 A (日産自動車株式会社) 200	1, 3
A	1. 07. 03 (ファミリーなし)	2
X	JP 8-301137 A (株式会社クボタ) 1996. 11.	1, 3
A	19 (ファミリーなし)	2
X	DE 4031317 A1 (Robert Bosch GmbH) 1992. 0	2, 3
A	4. 09, & JP 4-257775 A	1
X	JP 7-39205 A (株式会社クボタ) 1995. 02. 1	2, 3
A	0第2図 (ファミリーなし)	1
PX	JP 2003-112651 A (日産自動車株式会社) 200	1, 3
PA	3. 04. 15 (ファミリーなし)	2

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

22. 10. 03

国際調査報告の発送日

04.11.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

大谷謙仁

印

3Q 9433

電話番号 03-3581-1101 内線 3380

C (続き) 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	U S 6 3 2 4 4 4 6 B 1 (Ford Global Technologies, Inc.) 2 0 0 1. 0 8. 0 7, & E P 1 1 1 0 8 3 4 A & J P 2 0 0 1 - 2 1 3 3 4 5 A	1 - 3
A	J P 7 - 2 9 1 1 4 0 A (株式会社クボタ) 1 9 9 5. 1 1. 0 7 (ファミリーなし)	1 - 3